

Grado Universitario en Ingeniería en Tecnologías  
Industriales  
2017-2018

*Trabajo Fin de Grado*

“Aprovechamiento del calor residual  
de un motor de gas natural mediante  
un ciclo orgánico”

---

**Belén López Dueñas**

Tutor

Luis Miguel García Gutiérrez

Leganés, 2018



## AGRADECIMIENTOS

Tras finalizar mi trabajo de fin de grado, quería aprovechar estas líneas para agradecer a todas aquellas personas que de una u otra manera me han alentado para llegar hasta aquí.

En primer lugar, quiero agradecer a mis padres, por inculcarme los valores que han hecho de mí la persona que soy hoy en día y mostrarme su gran amor y apoyo incondicional en todo momento.

Quiero mencionar también a mis abuelos. A mi yaya, que es para mí un gran ejemplo de lucha y superación ante las adversidades y a mi yayi, porque siempre procuraste con tu generosidad la felicidad de tu familia, en especial de tus nietos.

A mi abuela, por su inteligencia innata y bondad, de la que me hubiera gustado disfrutar más tiempo y a mi abuelo, reflejo de optimismo, positividad y amor a la vida, que, a sus 93 años, disfruta de cada momento como si fuera el último.

También quiero reconocer todo el amor que me brinda mi numerosa familia materna, tíos y primos, con quienes tengo una unión especial.

Quiero agradecer también a mis amigos, parte fundamental de este camino. A Carlota, por estar siempre a mi lado, dándome ánimos en los malos momentos y hacerme ver que podía con todo lo que me proponía. A Cris y Sara por ser mis compañeras de batallas durante estos cinco años y los que nos quedan. Y como no, a Pedro, mi amigo y compañero de estudio desde los tres años, me has hecho este camino mucho más fácil.

Agradecer a todos y cada uno de mis profesores del cole todo su cariño y enseñanzas que me han brindado a lo largo de quince años, también a mis profesores de universidad por compartir todos sus conocimientos y formar a esta futura ingeniera.

A mi tutor, por confiar en mí para la realización de este trabajo, y por el gran interés, entrega y esfuerzo que ha dedicado al mismo



## RESUMEN

El presente proyecto surge de la necesidad de conseguir un ahorro económico y energético en el sector industrial y muestra la modelización de un ciclo de Rankine orgánico, también nombrado ORC, para la recuperación del calor residual del agua de refrigeración de un motor alternativo de gas, mediante el software Mathcad y la librería CoolProp. El objetivo de este sistema es lograr una mejora en la eficiencia de los motores industriales y, en consecuencia, una disminución de las emisiones contaminantes.

Este aprovechamiento se realiza mediante un ciclo orgánico de Rankine, que permite generar electricidad explotando una fuente de baja temperatura. El ORC difiere del ciclo de Rankine clásico de vapor en que el fluido de trabajo es un fluido orgánico cuyas propiedades los hacen apropiados para estas aplicaciones de baja temperatura.

Para llevar a cabo este estudio, se fijan una serie de parámetros típicos de este tipo de ciclos y se modifica la temperatura a la entrada del evaporador agua de refrigeración-fluido orgánico.

Por un lado, se dimensionan los elementos del ciclo con el objetivo de conseguir el mayor ahorro de energía primaria posible a partir del motor elegido. Para la elección de los distintos componentes se lleva a cabo un estudio de las tecnologías disponibles en el mercado y un análisis de la viabilidad de estos elementos en el sistema propuesto.

Por otro lado, resulta una parte fundamental del proyecto la elección de dicho fluido que debe cumplir unas condiciones de impacto medioambiental y viabilidad económica determinadas. Se ha decidido emplear isobutano (R600a) que cumple con las características deseadas y ha demostrado ser el más eficiente.

Finalmente, se realiza un análisis de la viabilidad económica del ciclo ORC para dos escenarios distintos. Con esto se pretende ratificar que la puesta en marcha de esta planta es rentable desde el punto de vista económico y técnico.



## ABSTRACT

This project is born from a need to obtain an economic and energy saving in the industrial sector. This one shows the modeling of an organic Rankine cycle, ORC, employed as a cycle for the recovery of the waste heat of the cooling water of an alternative gas engine, using Mathcad. and the CoolProp library. The objective of this system is to achieve an improvement in the efficiency of industrial engines and, consequently, a decrease in pollutant emissions.

This waste heat is recovery by an organic Rankine cycle, which generates electricity from a low temperature source. The ORC is similar to the classic Rankine cycle, but instead of water, it uses an organic fluid.

For this study, parameters typical of this type of cycle are fixed and the temperature at the inlet of the cooling water in the evaporator is modified.

On the one hand, the elements of the cycle are designed to obtain the greatest energy saving. For the choice of the different components there is carried out a study of the available technologies on the market and an analysis of the viability of these elements in the proposed system.

On the other hand, there is fundamental the choice of fluid. This organic fluid must comply with the conditions of environmental impact and economic viability. It has been decided to use isobutane (R600a) that meets the desired conditions.

Finally, an analysis of the economic viability of the ORC cycle is carried out for two different scenarios. This confirms that the start-up of this plant is profitable from the economic and technical point of view.

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

Agradecimientos .....	i
Resumen .....	iii
Abstract.....	v
Índice de contenidos .....	vi
Índice de figuras .....	ix
Índice de tablas .....	xi
1. Introducción .....	1
1.1. Motivación del proyecto. ....	1
1.2. Objetivo del proyecto.....	2
2. Cogeneración.....	3
2.1. Definición. ....	3
2.2. Aplicaciones.....	4
2.3. Marco regulatorio. ....	5
2.4. Beneficios de la cogeneración para el país. ....	7
2.5. Análisis del mercado eléctrico en España y de la cogeneración durante el primer trimestre de 2018. ....	8
2.6. Futuro de la cogeneración en España.....	10
3. Ciclos orgánicos .....	11
3.1. Definición. ....	11
3.2. Aplicaciones.....	13
3.3. Competidores actuales del ciclo ORC. ....	17
3.4. Posibles configuraciones del ciclo: subcrítica y supercrítica.....	20
3.5. Ventajas del ciclo ORC frente al ciclo de vapor.....	20
3.6. Fluidos usados en ORC.....	21
4. Diseño.....	24



4.1.	Descripción de la instalación. ....	24
4.2.	Motor (características). ....	25
4.3.	Modelo del ciclo ORC. ....	27
5.	Resultados .....	40
5.1.	Análisis de los parámetros del ciclo.....	40
5.2.	Comparación de distintos fluidos. ....	47
5.3.	Elección del fluido de trabajo. ....	49
5.4.	Punto de funcionamiento. ....	49
6.	Viabilidad económica.....	53
6.1.	Datos necesarios .....	53
6.2.	Indices de rentabilidad. ....	55
6.3.	Resultados económicos.....	57
7.	Conclusiones .....	59
8.	Bibliografía.....	60
9.	Anexos.....	64



## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1: Evolución de la demanda eléctrica de España desde enero de 2017 a marzo de 2018 .....	8
Fig. 2.2: Evolución de la producción con cogeneración de España desde enero de 2017 a marzo de 2018 .....	9
Fig. 3.1: Esquema del ciclo de Rankine tradicional .....	12
Fig. 3.2: Diagrama T-S del ciclo de Rankine ideal .....	13
Fig. 3.3: Diagrama p-h del ciclo de CO <sub>2</sub> transcrito .....	19
Fig. 3.4: Comparación del diagrama T-S del ciclo ORC subcrítico y supercrítico.....	20
Fig. 3.5: Comparación del diagrama T-S de un fluido convencional y un fluido orgánico .....	21
Fig. 4.1: Esquema de la instalación estudiada .....	24
Fig. 4.2: Esquema de la caldera de recuperación del ciclo ORC.....	25
Fig. 4.3: Ciclo orgánico de Rankine básico.....	27
Fig. 4.4: Esquema de las partes de un intercambiador de placas.....	28
Fig. 4.5: Esquema de las partes de una turbina axial.....	29
Fig. 4.6: Etapa de una turbina axial.....	30
Fig. 4.7: Bomba de diafragma .....	31
Fig. 4.8: Esquema de las partes de una bomba de diafragma.....	31
Fig. 5.1: Estimación de los perfiles de temperatura en el intercambiador. Caso 1) Temperatura de salida del evaporador: 78°C; Caso2) Temperatura de salida del evaporador: 65°C .....	41
Fig. 5.2: Variación del gasto másico frente a la temperatura de entrada al evaporador.	42
Fig. 5.3: Variación de la velocidad y la temperatura a la entrada del evaporador .....	43
Fig. 5.4: Velocidad a la salida del evaporador frente a velocidad a la entrada .....	43
Fig. 5.5: Variación de la presión en el condensador frente a la temperatura de entrada del evaporador .....	44
Fig. 5.6: Representación del rendimiento del ciclo ORC frente a la temperatura en la entrada del evaporador.....	45
Fig. 5.7: Representación del rendimiento total del ciclo frente a la temperatura de entrada del evaporador .....	45

Fig. 5.8: Representación del rendimiento de la bomba frente a la potencia de la turbina .....	46
Fig. 5.9: Variación de la potencia neta de la instalación frente a la potencia generada en la turbina.....	47
Fig. 5.10: Comparación del rendimiento de los distintos fluidos orgánicos variando la presión de condensación.....	48
Fig. 5.11: Diagrama T-S del ciclo orgánico de Rankine estudiado .....	50
Fig. 5.12: Esquema del ciclo orgánico de Rankine .....	50
Fig. 6.1: Payback de la inversión en el escenario optimista.....	57
Fig. 6.2: Payback de la inversión en el escenario pesimista.....	58

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1: Propiedades de los fluidos orgánicos más usados en ORC .....	23
Tabla 4.1: Características del motor JMS 620 GS-NL.....	26
Tabla 4.2: Modelos waste heat recovery que ofrece Turboden.....	39
Tabla 5.1: Comparación del rendimiento de los diferentes fluidos orgánicos. ....	49
Tabla 5.2: Propiedades del isobutano en los cuatro principales puntos de la instalación. .....	50
Tabla 5.3: Diseño final del evaporador .....	51
Tabla 5.4: Diseño final del condensador .....	51
Tabla 5.5: Diseño final de la turbina .....	52
Tabla 5.6: Diseño final de la bomba.....	52
Tabla 6.1: Índices de rentabilidad para la inversión del escenario optimista. ....	57
Tabla 6.2: Índices de rentabilidad para la inversión del escenario pesimista.....	57

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Motivación del proyecto.

Una de las preocupaciones primordiales del mundo hoy en día es la contaminación ambiental y los problemas que de esta derivan, ya que según la Agencia Internacional de Energía (AIE), las emisiones de gases de efecto invernadero han aumentado radicalmente en los últimos años. Por tanto, el interés en el aprovechamiento del calor residual para la producción de energía eléctrica se ha incrementado radicalmente en las últimas décadas, buscando reducir las emisiones medioambientales y mejorar el rendimiento energético de los diferentes procesos industriales, además, se han planteado una cantidad importante de nuevas soluciones para generar electricidad a partir de fuentes de calor de baja temperatura (fuente de calor alrededor de 85°C) y ahora se aplican a campos tan dispares como calderas domésticas, energía solar térmica o energía geotérmica. (Quoilin, Declaye, Tchanche, & Lemort, 2011)

La elección del tema viene motivada porque, actualmente, en la industria existe un alto aprovechamiento de los gases de escape de los motores de combustión interna, sin embargo, son escasos los procesos que reutilizan el calor residual de baja temperatura procedente del fluido refrigerante de un motor, descargándose este calor directamente al medio ambiente. Esto se debe a que estas temperaturas, resultan poco atractivas para aplicaciones que demandan calor, las cuales requieren de temperaturas mayores de 120°C. (Astolfi, Lasala, & Machi, 2017)

La utilización de fluidos orgánicos es hasta el momento la mejor solución para la recuperación de dicho calor, ya que la alternativa tradicional representada por los ciclos de potencia de vapor de agua muestra una conversión ineficiente de estas bajas temperaturas, debido a que el agua posee una temperatura de ebullición muy alta a presiones atmosféricas (o cercanas a ella) en comparación con los fluidos orgánicos, cuya curva de saturación se adapta mejor a este tipo de calores. Por tanto, lo que se persigue en este proyecto es modelizar un ciclo Rankine orgánico y llevar a cabo mediante estudios paramétricos un análisis comparativo con diferentes fluidos de trabajo y de diseño.

## **1.2. Objetivo del proyecto.**

El presente proyecto tiene los siguientes objetivos:

- Creación de un modelo del ciclo ORC a partir del programa Mathcad y su librería CoolProp, utilizando para ello las ecuaciones termodinámicas y de transferencia de calor necesarias. Una vez realizado el modelo, se realizan mejoras para aumentar su eficiencia.
- Análisis de los diferentes fluidos de trabajo para elegir el más conveniente para la aplicación ORC. Para ello se debe tener en cuenta la ley vigente, el impacto medioambiental, la viabilidad económica y la obtención de un buen rendimiento del ciclo.
- Extracción de conclusiones.

## **2. COGENERACIÓN**

### **2.1. Definición.**

Se entiende por cogeneración la generación simultánea de calor y energía, a partir de un único proceso, es decir, utilizando un solo combustible, de esta manera, se consigue un importante beneficio económico. Este beneficio puede obtenerse mediante dos vías. Por una parte, existe la posibilidad de conseguir que la fábrica goce de autosuficiencia respecto a la red eléctrica, utilizando el calor procedente del circuito de refrigeración, de los gases de escape del motor o de diferentes fuentes de energías renovables para satisfacer las necesidades de la fábrica, ya que, los recursos energéticos necesarios en el funcionamiento de las diferentes industrias suponen un impacto económico cada vez mayor, y el precio de la electricidad está aumentando hasta una tasa del 12% anual, y por otra, se pueden obtener grandes ganancias económicas vendiendo los excedentes de energía eléctrica a una compañía eléctrica.

Entre las ventajas de los sistemas de cogeneración destacan la reducción de emisiones contaminantes, ya que se reduce el consumo de energía primaria, la industrialización en zonas aisladas de la red eléctrica y la eliminación de las pérdidas por transporte y aumento de la autonomía de las fabricas debido a que la energía se consume en el mismo lugar que se produce. Todo esto motiva a grandes y medianas empresas a llevar a cabo estrategias de cogeneración, cuyo principal objetivo es aprovechar simultáneamente la electricidad y el calor para conseguir un rendimiento global mayor en la instalación reduciendo los grandes costes de energía que se provocan en ella.

En el presente proyecto, el sistema de cogeneración basa su funcionamiento en el ciclo orgánico de Rankine, que posibilita el aprovechamiento del calor residual del agua de refrigeración de un motor para cubrir la demanda energética de dicha empresa a partir de un único combustible.



## **2.2. Aplicaciones.**

Las plantas de cogeneración se caracterizan por su singularidad, puesto que cada instalación debe ser diseñada en función de los requisitos que deba cumplir y sus aplicaciones varían notablemente en los diferentes países. Esta distinción es provocada por múltiples factores, entre los cuales destacan el marco socioeconómico, las condiciones climatológicas y el mercado energético.

La utilización de la tecnología de cogeneración no se restringe solamente al sector industrial, sino que también se extiende al sector terciario. (Página web oficial de la agencia de eficiencia energética, 2018). En el primer caso, aparecen altos niveles de temperatura, sus tamaños típicos son de 300 kW a 50 MW y su tecnología típica turbina de gas, de vapor y ciclo combinado. Algunos ejemplos son:

- Industrias químicas.
- Industria alimentaria.
- Industria textil.
- Refinación de aceites.
- Sector agrícola.
- Hornos para vidrio.
- Tratamiento de residuos.
- Depuración del agua.

En el caso del sector servicios, la temperatura existente es baja o media y la potencia varía entre unos rangos de 1 kW a 10 MW, dependiendo del requerimiento de la instalación a abastecer y sus tecnologías características son motores a gas pequeños o medianos, microturbinas o motores stirling.

- Edificios de oficinas.
- Hoteles.
- Aeropuertos.
- Hospitales.
- Colegios y universidades.

### **2.3. Marco regulatorio.**

Hasta hace unos años, los documentos que regulaban el sector eléctrico en España se centraban en el desarrollo y fomento de las energías renovables, como el RD 661/2007 de 25 de mayo que facilitaba una regulación fundamental de la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, estableciendo el marco retributivo a aplicar a las instalaciones en este régimen (energías renovables y cogeneración). Sin embargo, en la actualidad, debido a la crisis económica del país y al problema del elevado déficit tarifario del sector eléctrico, las disposiciones que está aprobando el gobierno están destinadas a resolver el desequilibrio entre los costes de producción y el valor de las primas.

El RD 1/2012 de 27 de enero suspende los procedimientos de preasignación de retribución y los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos. A este documento le prosiguen el RD 13/2012, de 30 de marzo, por el que se transponen directivas en materia de mercados interiores de electricidad y gas y en materia de comunicaciones electrónicas, y por el que se adoptan medidas para la corrección de las desviaciones por desajustes entre los costes e ingresos de los sectores eléctrico y gasista y el RD 20/2012 de 13 de julio, de medidas para garantizar la estabilidad presupuestaria y de fomento de la competitividad.

Posteriormente, se aprobó la ley 15/2012 de 27 de diciembre, que supone la aparición de nuevos impuestos para el sector eléctrico con el objetivo de aminorar el déficit eléctrico. En ella, se aprueba el establecimiento de un impuesto del 7% a todas las fuentes de generación eléctrica. Tras tomarse estas decisiones de carácter inminente, en el año 2013 se aprueba el RD 2/2013, de 1 de febrero, de medidas urgentes en el sistema eléctrico y en el sistema financiero. Este documento incluye nuevas medidas destinadas a corregir los desajustes entre los costes del sistema eléctrico y los ingresos obtenidos a partir de los precios regulados. Asimismo, se rectifica el RD 661/2007, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, eliminando las primas existentes y anulando la facultad de poder acogerse posteriormente a la opción de retribución a tarifa a las instalaciones que a la entrada en vigor de este Real Decreto-ley opten por vender su energía en el mercado.

En ese mismo año, se aprueba la Orden IET/221/2013, de 14 de febrero, por la que se establecen los peajes de acceso a partir del 1 de enero de 2013 y las tarifas y primas de las instalaciones de régimen especial y el RD 9/2013, de 12 de julio, por el que se adoptan medidas urgentes para garantizar la estabilidad financiera del sistema eléctrico. En este nuevo marco normativo, se deja de lado el patrón de incentivo fundamentado en la producción eléctrica establecido desde la Ley 54/1997 y se implanta un nuevo sistema económico y jurídico para las instalaciones de generación de energía eléctrica a partir de energías renovables, cogeneración y residuos. Este último RD consigue que todas las instalaciones se rijan por la misma normativa. El nuevo sistema de retribución específica está formado por dos factores:

- Un término por unidad de potencia (€/MWh), que cubra, cuando proceda, la diferencia entre los costes de inversión de una instalación tipo y los ingresos por la venta de energía. Esta remuneración posibilita a la instalación obtener unos beneficios establecidos por el gobierno
- Un término de operación (€/MWh), que cubra, en su caso, la diferencia entre los costes de explotación y los ingresos por la participación en el mercado de dicha instalación tipo. Las instalaciones de cogeneración no advertirán dicha retribución, si sus ingresos por venta de electricidad son superiores a sus costes de explotación.

Para las instalaciones con derecho a prima, los nuevos parámetros del régimen retributivo avalan una rentabilidad razonable para una instalación tipo, que será equivalente a la suma del rendimiento medio en el mercado secundario de las obligaciones del Estado a diez años, incrementada con un diferencial de 300 puntos básicos y que podrá ser revisada a los seis años.

Se derogan los Reales Decretos 661/2007, 1578/2008 y el RD 6/2009, si bien estos se aplicarán transitoriamente. Se elimina, desde la fecha de entrada en vigor del RDL 9/2013, el complemento por eficiencia y la bonificación por energía reactiva, previstos respectivamente en los artículos 28 y 29 del Real Decreto 661/2007. Finalmente, se aprueba el RD 413/2014, de 6 de junio, por el cual se regula la actividad de producción

de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. Este documento fija como se revisará el valor que se toma para el cálculo de la retribución.

Ese mismo año entra en vigor la Orden IET/1045/2014 de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. Asimismo, esta orden incorpora las equivalencias entre las diferentes instalaciones de generación de electricidad y las instalaciones tipo determinando su inversión inicial, ingresos, gastos y vida útil.

#### **2.4. Beneficios de la cogeneración para el país.**

En la actualidad, la cogeneración aporta grandes beneficios al país. Según un estudio llevado a cabo por Boston Consulting Group (BGC, 2010) se concluye que la cogeneración es una herramienta indispensable para disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero en España y para mantener el empleo industrial con más de un millón y medio de asalariados. A parte de creación de empleo, los sistemas de cogeneración aportan al país un gran desarrollo económico y son un importante motor de inversión e innovación que reducen la dependencia energética de este.

Para hacerse una idea de lo que representa la cogeneración para España, ACOGEN (Página web oficial de la Asociación Española de Cogeneración, 2018) muestra una radiografía de la cogeneración en España en el año 2016. En este estudio se contemplan los siguientes datos:

- Hay 5997 MWe de potencia instalada y 1056 instalaciones de generación descentralizada.
- La cogeneración genera el 11% de la electricidad y factura alrededor de 2.000 millones de euros anuales en venta de su producción de electricidad.
- El 20% del PIB industrial en España (> 23.000 millones de euros) se fabrica con cogeneración.
- El 50% de los productos fabricados con cogeneración se exportan.

Todo esto se traduce para el país en un ahorro en el consumo de combustibles de hasta 340-440 millones de euros anuales, en emisiones de CO<sub>2</sub> de 170-300 millones de euros anuales y en costes de redes de transporte y distribución de alrededor de 440 millones de euros al año.

## 2.5. Análisis del mercado eléctrico en España y de la cogeneración durante el primer trimestre de 2018.

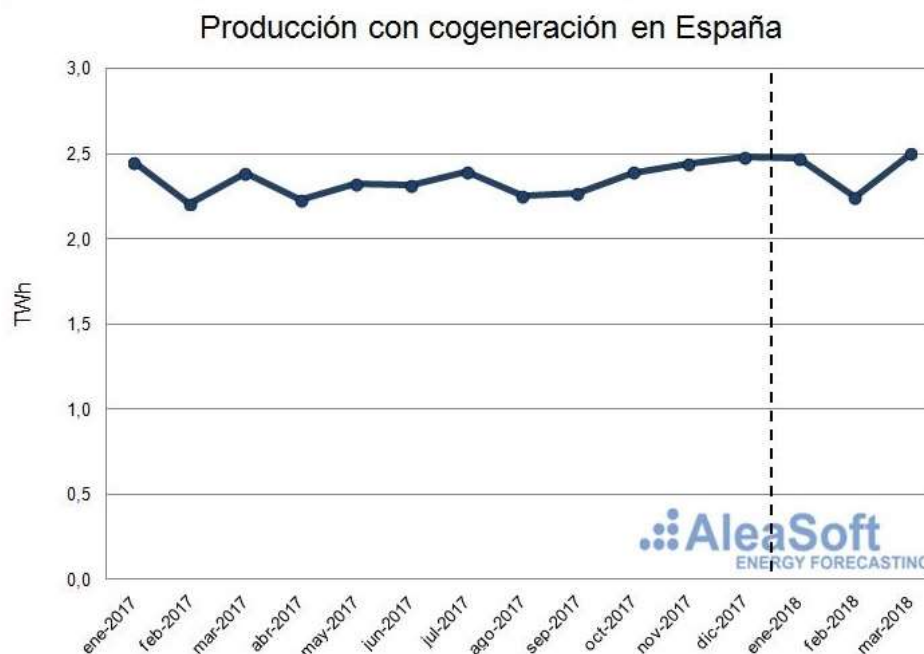
En los primeros meses de este año, el precio del mercado diario eléctrico español ha sido de 48,13 €/MWh , esto es, 7,47 €/MWh menos que en el primer trimestre del año 2017 (Página web oficial de la Asociación Española de Cogeneración, 2018). Esto está motivado por un aumento de la producción de energía eólica e hidroeléctrica y una disminución de la generación de electricidad a partir de tecnologías más caras como el carbón. En la siguiente figura se muestra la demanda eléctrica en España desde enero del 2017 hasta marzo del 2018.



**Fig. 2.1: Evolución de la demanda eléctrica de España desde enero de 2017 a marzo de 2018**

En la figura Fig. 2.1 se aprecia como la demanda eléctrica en España ha aumentado en los tres primeros meses del 2018 respecto al mismo período del año anterior. Según los números publicados por la REE (Página web oficial de la red eléctrica de España, 2018), este crecimiento ha sido en torno al 2%. Aunque como se observa, en enero ha disminuido alrededor de un 2% respecto a enero del 2017, en los dos siguientes meses ha tenido un gran crecimiento, del 6% aproximadamente. Esta conducta se explica debido a que las temperaturas en enero del 2018 han superado la media histórica, siendo de 2°C más que en ese mismo mes de 2017 y en febrero y marzo han sido menores.

Respecto a la cogeneración, su evolución a lo largo de estos quince meses se muestra en la figura Fig. 2.2.



**Fig. 2.2: Evolución de la producción con cogeneración de España desde enero de 2017 a marzo de 2018**

Como se observa en la figura Fig. 2.2, la producción de electricidad en los tres primeros meses de este año ha aumentado en torno a un 2,5 % en relación con el primer trimestre del 2017. Según los informes proporcionados por la REE, la potencia instalada en España a finales del mes de marzo del 2018 es la misma que al finalizar el año pasado.

## **2.6. Futuro de la cogeneración en España.**

ACOGEN, estudia un progreso del marco regulatorio actual, con la finalidad de recobrar la confianza de los cogeneradores españoles y promulgar con éxito el Plan Renove de instalaciones de cogeneración más eficientes. Este plan, para renovación de instalaciones de cogeneración y residuos, movilizaría en cuatro años, entre 2017 y 2020, una inversión de 1.500 millones de euros y permitiría reindustrializar una buena parte del tejido industrial español con eficiencia.

ACOGEN confía en que, en el futuro, se pueda establecer una buena colaboración entre los cogeneradores, los reguladores y las Comunidades Autónomas, para que exista confianza y los cogeneradores puedan impulsar sus inversiones, que promoverán el desarrollo de la industria española. La hoja de Ruta de la cogeneración en España 2017-2020 propone seis bloques de cambios normativos. (Página web oficial de la Asociación Española de Cogeneración, 2018)

- El primero intenta conseguir que sea posible el suministro competitivo de calor a los cogeneradores y basar la normativa en los ahorros de energía primaria de las industrias cogeneratoras.
- El segundo bloque consiste en la supresión del peaje de autoconsumo, cambiando el RD 900/2015.
- El tercero cita la promoción de la intervención en el mercado organizado MibGas, que se representa en la modificación de la Orden IET/1345/2015 para que este mercado se convierta en el de referencia de España.
- El cuarto bloque se basa en el Plan Renove, que propone la renovación de 2500 MWe de cogeneración entre los años 2017 y 2020.
- Mediante los puntos cinco y seis se pretende recobrar la disponibilidad que proporciona la cogeneración, esto se realiza modificando la Ley 24/2013 del Sector Eléctrico, de manera que se incorpore el progreso de un mercado donde se involucren en conjunto la cogeneración con las tecnologías térmicas.

### 3. CICLOS ORGÁNICOS

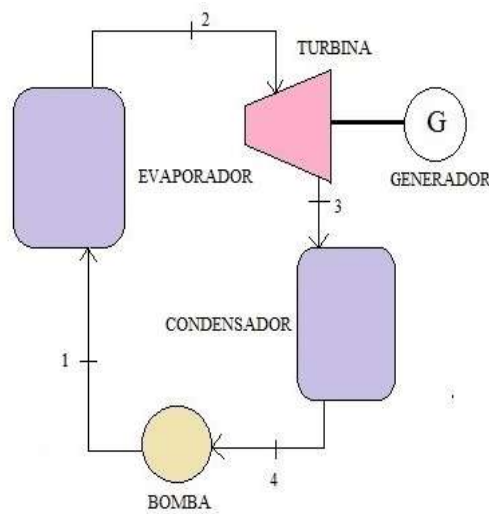
#### 3.1. Definición.

El ciclo de Rankine orgánico (ORC) es una variante del tradicional ciclo de Rankine, en el que se sustituye el agua por un fluido orgánico de elevado peso molecular como fluido de trabajo y actualmente representa la mejor tecnología disponible para la generación de electricidad a partir de fuentes de calor de baja temperatura, ya que los fluidos orgánicos poseen temperaturas de ebullición menores que las del agua.

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que opera con vapor y tiene como finalidad la obtención de potencia. Los ciclos termodinámicos son aquellos en los que se parte de una situación inicial y se suceden una serie de transformaciones termodinámicas tras las cuales, el sistema regresa al sistema inicial y son la base del empleo de la energía. En los ciclos de potencia se extrae un calor procedente del combustible, esto es, de un foco a alta temperatura y se obtiene trabajo útil. Este proceso hace que se ceda calor residual a un foco de baja temperatura. El ciclo de Rankine es el que se emplea en las centrales termoeléctricas y es una aplicación tecnológica del ciclo de Carnot, ya que su eficiencia está limitada por este, considerándose el ciclo de Carnot, el cual se asume reversible, el más eficiente. Sin embargo, la segunda ley de la termodinámica establece que no es posible que un proceso convierta todo el calor absorbido en trabajo, por lo que en la práctica es imposible llevarlo a cabo, esto hace que el ciclo de Rankine sea el empleado en la actualidad para transformar el calor en trabajo.



El ciclo de Rankine tradicional se compone de los siguientes elementos:



**Fig. 3.1: Esquema del ciclo de Rankine tradicional**

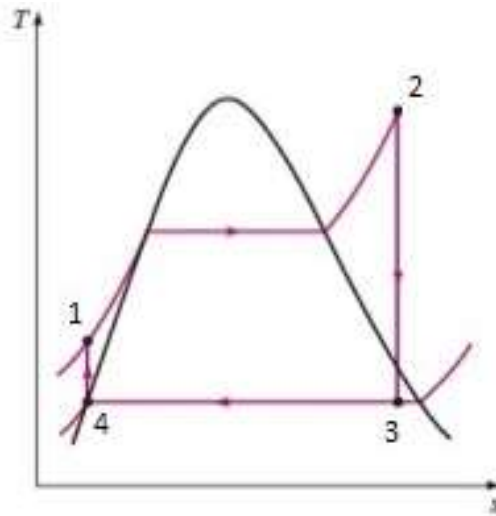
1-2. Evaporación: en el evaporador el fluido es calentado, evaporado y sobrecalentado. Este aumento de la temperatura se produce a una presión constante.

2-3. Expansión adiabática en la turbina: el vapor se expansiona en la turbina, produciendo el trabajo. En el caso ideal sería una expansión isoentrópica, pero en el caso real se produce una variación de entropías entre la entrada y salida de la turbina.

3-4. Condensación: el líquido procedente de la turbina se condensa a presión constante, disminuyendo su temperatura hasta la condición de líquido saturado.

4-1. Compresión en la bomba: el líquido se comprime hasta llegar a la presión de la caldera. Como ocurre en la turbina, este proceso en el caso ideal tendrá un rendimiento isoentrópico igual a la unidad, pero en el caso real será menor.

Estas etapas se representan de la siguiente forma en el diagrama T-S del agua.



**Fig. 3.2: Diagrama T-S del ciclo de Rankine ideal**

El ciclo orgánico de Rankine ha tomado gran relevancia en estos últimos años, debido a su simpleza, viabilidad y flexibilidad, ya que es capaz de adaptarse a las condiciones del fluido de trabajo empleado. Las corrientes de calor residual se pueden encontrar en forma de líquido o gas, es posible ceder este calor al fluido orgánico de trabajo de forma directa (intercambio entre la corriente de calor residual y el fluido de trabajo) o indirecta (mediante el empleo de un aceite térmico o agua presurizada). Desde el punto de vista de la seguridad y de la estabilidad, es conveniente emplear una corriente de agua para la transferencia de calor al fluido orgánico, generalmente, si la corriente es líquida se realiza la transmisión de forma directa y si está en fase gaseosa se emplea un fluido intermedio

### **3.2. Aplicaciones.**

Actualmente, debido a la creciente preocupación por el medio ambiente, está aumentando el interés en el aprovechamiento del calor residual y en las fuentes de energía renovables. El ORC se puede aplicar a campos tan diversos como el de la energía solar,

la energía geotérmica, las calderas domésticas o de biomasa o el aprovechamiento del calor residual.

### **3.2.1. Aprovechamiento del calor residual.**

Con el notable aumento de los precios de la energía en los últimos años y la creciente necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, el uso de sistemas de recuperación de calor residual en las industrias ha tomado gran relevancia. El calor residual es el procedente de los productos y subproductos de un proceso y se puede aprovechar de dos formas, reutilizando el propio calor para otros fines o empleándolo para generar energía eléctrica.

Este calor conlleva una significativa pérdida de energía térmica, transferida a través de la conducción, la convección y la radiación de productos industriales, equipos y procesos, por tanto, aprovecharlo además de suponer un ahorro económico y una reducción del impacto medioambiental, aumenta la eficiencia global de la instalación. Estas pérdidas de calor se pueden catalogar como de alta temperatura, de media o de baja. Se consideran de alta temperatura cuando se alcanzan temperaturas superiores a 400 °C, de media con temperaturas entre 100 y 400 °C y de baja cuando estas son menores de 100 °C (Bruckner, y otros, 2015). Generalmente el calor residual de alta temperatura procede de procesos de combustión directa, el de media de gases de escape y el de baja de unidades de procesos.

La tecnología de los ciclos orgánicos de Rankine es especialmente adecuada para aprovechar el calor residual, ya que con estos ciclos se consigue una alta eficiencia en la turbina y no se necesita realizar ningún tratamiento de aguas como con el ciclo de Rankine clásico. Cuanto mayor sea la temperatura del calor residual, mayor es la calidad de este y, por lo tanto, más fácil aprovecharlo. Esto hace que sea muy importante conocer la cantidad máxima de calor recuperable para conseguir la máxima eficiencia de la instalación. (Jouhara, y otros, 2018)

### **3.2.2. Energías renovables**

La continua utilización de los combustibles fósiles para satisfacer las demandas de energía de la población ha conducido a la contaminación ambiental del agua, aire y de la tierra (Qiu, Shao, Li, Liu, & Riffat, 2012). Las energías renovables se muestran como alternativa para reducir estas emisiones contaminantes y brindan independencia energética sin necesidad del uso de combustible.

#### **3.2.2.1. Biomasa.**

La biomasa es una fuente de energía renovable que se presenta en múltiples procesos. Su mejor uso se da en plantas combinadas de calor y energía, garantizando el funcionamiento de la planta aún desconectada de la red. (Pagina web oficial del instituto para la diversificación y ahorro de la energía, 2018) Conforme a su origen, se puede clasificar en:

- Forestal: es el sector encargado de la biomasa obtenida del aprovechamiento de las masas vegetales.
- Agrícola: referida a la biomasa generada en las labores de cultivos leñosos y agrícolas.
- Industrial forestal y agrícola: sector productor de biomasa generada a partir de los productos y residuos originados en las actividades industriales forestales y agrícolas.
- Cultivos energéticos: sector productor de biomasa a partir de cultivos y/o aprovechamientos de especies vegetales designados específicamente a la producción para uso energético.

Los productos obtenidos pueden emplearse para usos eléctricos o térmicos. Según su utilización se clasifican en:

- Biomasa Térmica: esta es usada por ejemplo para producción de agua caliente sanitaria o en el suministro de calor para calefacción. Se divide en aplicaciones para edificios y aplicaciones para procesos industriales. Los tipos de biomasa más frecuentes en los usos térmicos proceden de

actividades silvícolas, de la industria forestal (virutas, astillas), de la industria agrícola (huesos de aceitunas y cáscaras de frutos secos), y de cultivos leñosos (podas). Estos materiales pueden transformarse en pellets y briquetas, fáciles de manejar y transportar.

- Biomasa Eléctrica: se puede usar para generar energía eléctrica tanto de forma exclusiva como mediante sistemas de cogeneración.

### **3.2.2.2. Solar**

Se puede aprovechar la energía del sol para generar calor a partir del uso de colectores solares. La naturaleza discontinua de este calor hace que cobre importancia la optimización de los ciclos orgánicos de Rankine para esta aplicación. La energía de un ORC solar se puede emplear en múltiples aplicaciones, actualmente, tienen gran repercusión los sistemas híbridos, los cuales implican otras fuentes de generación. Entre los usos más típicos de ciclos orgánicos de Rankine solares están: (Orosz & Dickes)

- Generación de energía distribuida: se consideran de este tipo las instalaciones que están conectadas a la red eléctrica. Entre sus múltiples beneficios destacan la cercanía al centro de consumo, la mejor gestión de la demanda y la disminución de costos de operación y combustibles ligados a la generación centralizada.
- Generación de energía aislada: a diferencia de la generación distribuida no genera costos vinculados al mantenimiento del abastecimiento y al uso de la red. Su principal mercado es el residencial, industrial y comercial, en los que habitualmente se colocan paneles solares en los techos o suelo de los edificios.
- Desalación solar: este es el método para producir agua dulce a partir de agua de mar. Dentro de los procesos de desalación, el que ha tenido mayor auge es el de osmosis inversa, en él se hace uso de la electricidad obtenida a partir de colectores solares para conseguir agua potable. Este sistema está pensado para poblaciones de como máximo 1.500 habitantes y cada vez

está cobrando más auge en el continente africano y americano debido a la problemática que supone el suministro de agua dulce en estos lugares.

- Sistemas de irrigación: en estos sistemas, la energía solar se convierte en trabajo que se emplea para hacer funcionar las bombas de riego. Entre sus ventajas destaca que generalmente las épocas de mayor irradiación solar coinciden con el aumento de demanda de riego.

### **3.2.2.3. Geotérmica**

La energía geotérmica aprovecha el calor existente en el subsuelo de nuestro planeta. El agua termal es llevada a la superficie a través de una bomba y pasa a un intercambiador de calor, donde se aprovecha el calor mediante un ciclo de Rankine orgánico. El empleo de un equipo ORC para la producción de electricidad a partir de energía geotérmica permite la explotación y valorización de recursos geotérmicos desde 90°C, esto hace que sea ideal para yacimientos de baja y media temperatura. Con temperaturas de entre 100 y 200°C, la generación de electricidad realiza una conversión de energía más eficiente en las llamadas plantas binarias.

En ellas, la energía térmica del fluido geotérmico se transfiere por medio de un intercambiador de calor a un fluido de trabajo secundario para su uso en el ciclo de potencia. Las plantas binarias permiten explotar yacimientos con acuíferos con alto contenido de gases disueltos y con gran número de impurezas.

### **3.3. Competidores actuales del ciclo ORC.**

El ciclo ORC no es el único capaz de recuperar el calor de baja temperatura y a partir de él generar electricidad. En este aspecto, destacan también el ciclo Kalina y el ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito, que se analizan a continuación.

#### **3.3.1. Ciclo Kalina.**

El ciclo Kalina es otra variante del ciclo Rankine que se emplea para la conversión eficiente de calor de baja temperatura. Este ciclo propuesto por Alexander Kalina utiliza

como fluido de trabajo una mezcla zeotrópica de amoníaco-agua. Esto permite que los procesos de cambio de fase ocurran en un rango de temperaturas dependiendo de la composición y presión de la mezcla en vez de a una temperatura constante. (Cao, Jiagfeng, Chen, & Dai, 2018). Con ello se consiguen reducir las posibles irreversibilidades del evaporador.

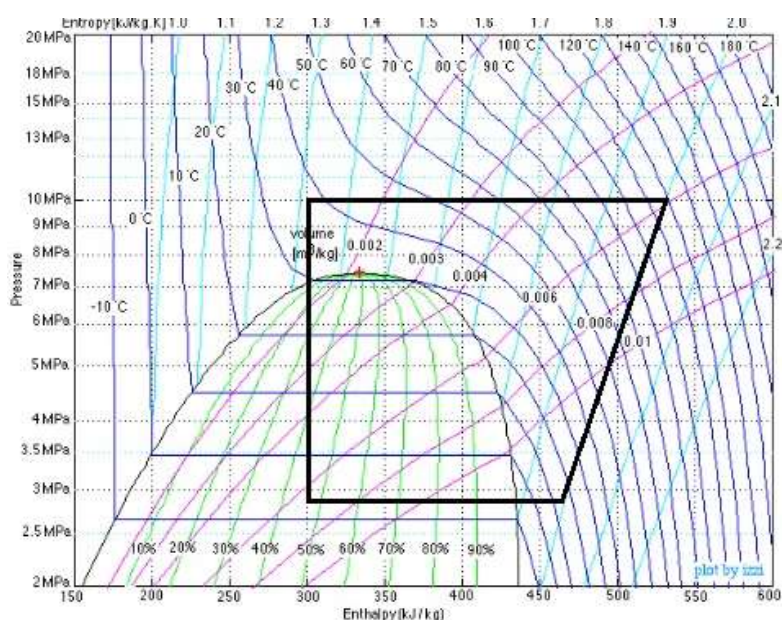
Su extraordinaria eficiencia termodinámica ha hecho que se convierta en un duro competidor para el ciclo ORC y juegue un importante papel en la recuperación de calor residual de baja calidad de la industria. (Wang, Dai, & Gao, 2009) llevaron a cabo un estudio comparando el ciclo de Rankine orgánico y el ciclo de Kalina, este mostró que con el ciclo Kalina se podía obtener mayor eficiencia. (Saleh, Koglbauer, Wendland, & Fischer, 2007) realizaron también una comparación entre ambos ciclos en la recuperación de calor residual en motores diésel. Aunque la producción neta de potencia del ciclo Kalina y del ciclo Rankine orgánico resultó muy parecida, de 1615 kW y de 1630 kW, respectivamente, el ciclo Kalina necesitó una presión máxima alta para obtener buenos rendimientos termodinámicos.

Sin embargo, estos estudios nombrados se centran únicamente en la eficiencia del ciclo Kalina, pero también se debe evaluar la viabilidad económica del ciclo. Shokati y col. (Shokati, Ranjbar, & Yari, 2015) mostraron un estudio económico entre un ORC básico, un ORC de doble presión, y un ciclo Kalina. Los resultados revelaron que con el ciclo Kalina se lograba alcanzar el coste mínimo unitario de la energía producida. Todo esto hace que este ciclo se haya convertido en un duro contrincante para los ciclos ORC.

### **3.3.2. Ciclo de CO<sub>2</sub> transcrítico.**

El uso del dióxido de carbono como refrigerante genera un gran beneficio para el medio ambiente, presenta baja toxicidad y no es inflamable, además se añade una ventaja económica, ya que tiene precio menor al de los fluidos tradicionales. En cuanto a las características termodinámicas, presenta una temperatura crítica de 31°C con una presión de 74 bar. Estas propiedades hacen que se pueda trabajar por encima o por debajo del punto crítico, ambas aplicaciones según (Dai, y otros, 2018) son:

- Aplicación subcrítica: la temperatura del CO<sub>2</sub>, después de la etapa de compresión en la bomba se encuentra por debajo de la temperatura crítica.
- Aplicación transcítica: el CO<sub>2</sub> se enfría, pero no se condensa, esto significa que no cambia su estado gaseoso, conservándose por encima de la temperatura crítica. Esta aplicación muestra una gran eficiencia y es idónea para desarrollar grandes potencias, sin embargo, su implantación requiere de una instalación más costosa que otras alternativas. Aunque este ciclo es capaz de trabajar con potencias muy grandes, para aprovechar el calor residual la potencia obtenida no suele ser mayor de unas decenas de kW. A continuación, se muestra el diagrama p-h del CO<sub>2</sub> de un ciclo transcrito.



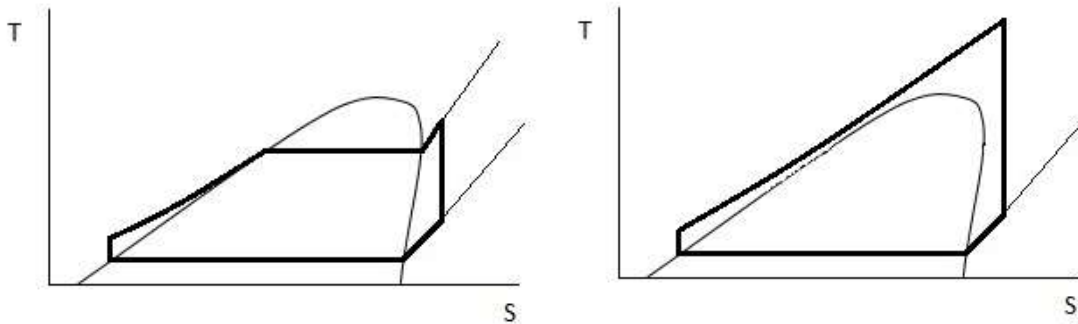
**Fig. 3.3: Diagrama p-h del ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito**

En la figura Fig. 3.3 se puede ver que como se ha comentado anteriormente, el dióxido de carbono no cambia de fase, únicamente se enfría y suele alcanzar en el lado de alta presiones del orden de 100 bar.



### 3.4. Posibles configuraciones del ciclo: subcrítica y supercrítica.

Al igual que los ciclos Rankine de vapor de agua, los ciclos orgánicos se pueden utilizar de forma subcrítica o supercrítica. Los diagramas T-S de un fluido orgánico con ambas configuraciones se muestran en la figura Fig. 3.4.



**Fig. 3.4: Comparación del diagrama T-S del ciclo ORC subcrítico y supercrítico.**

En los ciclos subcríticos, el cambio de fase de líquido a vapor ocurre dentro de la campana bifásica del diagrama T-S. Sin embargo, en los ciclos supercríticos, el proceso de calentamiento pasa por encima de la campana bifásica. Al estar trabajando por encima del punto crítico aparecen presiones mayores y no coexisten la fase líquida con la fase gaseosa. Los ciclos ORC subcríticos, se emplean habitualmente para las aplicaciones anteriormente mencionadas: energía geotérmica, energía solar, energía procedente de la biomasa y en los sistemas de recuperación de calor de residuos industriales. (Dai, Shi, An, & Quian, 2018)

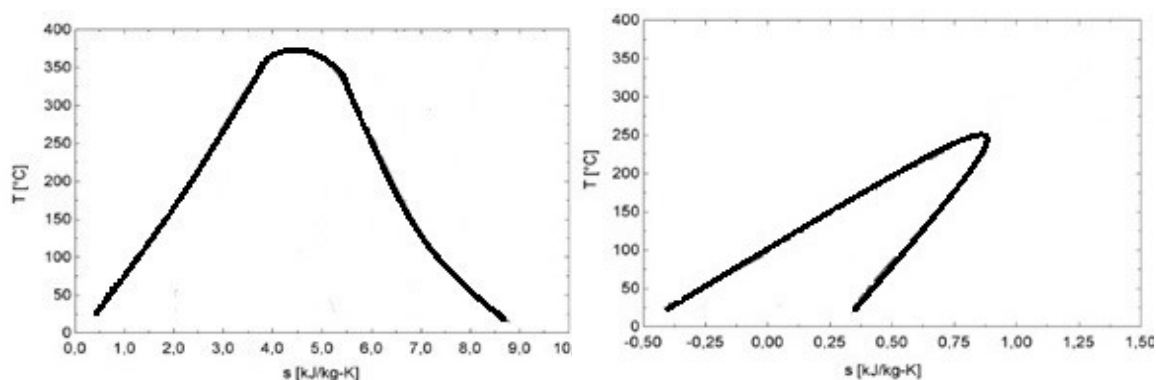
### 3.5. Ventajas del ciclo ORC frente al ciclo de vapor.

Las ventajas que presenta el ciclo orgánico frente al tradicional son:

- Alta eficiencia del ciclo.
- Mantenimiento mínimo.
- Alta eficiencia de la turbina.
- Simplicidad, ya que puede emplearse turbina de una sola etapa.
- Trabaja a bajas presiones y temperaturas.

- Alto grado de automatización, que implica fácil manejo y control.
- Buen rendimiento en carga parcial.

En la figura Fig. 3.5 se muestran las diferencias existentes en los diagramas T-S de un fluido convencional y de un fluido orgánico, respectivamente.



**Fig. 3.5: Comparación del diagrama T-S de un fluido convencional y un fluido orgánico**

En la figura Fig. 3.5, se ve una clara diferencia en el rango de temperaturas con las que trabaja cada fluido. Además, a diferencia del vapor de agua, debido a la pendiente nula o positiva de la línea de vapor saturado del diagrama T-S, el fluido orgánico no se condensa al expandirse en la turbina, por lo que no hará falta varias etapas en la turbina y los álabes de esta sufrirán un menor deterioro incrementando su vida útil respecto al ciclo tradicional de Rankine y haciendo innecesario un recalentamiento a continuación. (Bundela & Chawla, 2010)

### **3.6. Fluidos usados en ORC.**

Los fluidos de trabajo utilizados en cogeneración deben cumplir unas condiciones respecto a su estabilidad química e impacto que puedan producir al medio ambiente. También, se debe tener en cuenta otras características como su toxicidad, inflamabilidad y disponibilidad.

Para el ciclo ORC utilizado en la recuperación del calor residual de motores, los fluidos orgánicos más empleados son los hidrocarburos o hidrofluorocarbonos, que

suelen proporcionar un rendimiento excelente al ciclo. Aunque existe una gran variedad de estos, la protección de la capa de ozono y la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero han ocasionado regulaciones a nivel internacional, europeo y nacional que se deben tener en cuenta. Existen dos marcadores importantes que hay que tener en cuenta a la hora de seleccionar el fluido:

- ODP (Ozono Depletion Potencial): parámetro que mide la capacidad de un gas refrigerante para destruir la capa de ozono. Su valor de referencia es el del refrigerante R11 que se toma como unidad. Cualquier refrigerante que no tenga cloro posee un ODP igual a cero.
- GWP (Global-warming Potential): este índice refleja la capacidad de una sustancia para producir efecto invernadero o de calentamiento global del planeta. Todos los gases refrigerantes contribuyen al calentamiento de la tierra. Se toma como referencia el dióxido de carbono con el valor de GWP igual a uno

A nivel internacional, el Protocolo de Montreal es el pacto más importante. Su principal objetivo es la protección de la capa de ozono a partir de la toma de medidas para regular la producción total mundial y las sustancias que la agotan, con el fin de suprimirlas. Su principal interés se encuentra en las sustancias con mayor potencial de agotamiento del ozono, por ello se ha centrado en eliminar los compuestos que poseen cloro o flúor.

En la actualidad y siguiendo la legislación vigente, no se pueden usar HCFC y CFC de ningún tipo, incluidos reciclados o regenerados para el mantenimiento y revisión de equipos aún comprados antes de esta fecha, debido a su capacidad de agotamiento de la capa de ozono. Entre las sustancias más comúnmente usadas y que se van a analizar se encuentran: isobutano, isopentano, n-butano, n-pentano, R245fa y R246fa. (Shu, Liu, Wei, & Yu, 2014). Las propiedades de estos fluidos han sido recabados de (Página web oficial del Instituto Nacional de Seguridad Salud y Bienestar en el trabajo, 2018)

El n-butano es un hidrocarburo saturado, inflamable y gaseoso. Es un gas incoloro e inoloro, generalmente, se le incorpora un componente odorífero, para ser detectado en

posibles fugas. Su principal aplicación es para agua caliente sanitaria, para cocinar o para poner la calefacción. El isobutano, también conocido como metilpropano o R600a es un isómero del butano, perteneciente a los alcanos, cuyo uso se ha incrementado en los últimos años, sustituyendo a los clorofluorocarbonos, debido a la creciente preocupación por la capa de ozono. El isobutano se utiliza libremente en todo tipo de sistemas de refrigeración, principalmente neveras domésticas y pequeños aparatos de frío comercial.

El n-pentano pertenece también al grupo de los alcanos, sus propiedades son muy similares a las del butano, sin embargo, posee un olor característico. Entre sus aplicaciones primordiales se encuentran la producción de espuma de poliestireno o gasolinas y su uso como disolvente. El isopentano es un alcano con estructura ramificada, al igual que el n-pentano se encuentra en estado líquido a temperatura ambiente. Se utiliza como disolvente y como agente de soplado en la fabricación de plásticos.

El R245fa es un hidrofluorocarbono, que, aunque se usa principalmente como agente espumante, también se emplea en algunas aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado, incluidos los sistemas de recuperación de calor. El R236fa es un gas hidrofluorocarbonado diseñado para reemplazar el CFC-114. Es adecuado para aplicaciones de bomba de calor y enfriadores centrífugos de baja presión.

En la tabla 3.1 se muestran las propiedades de estos fluidos orgánicos.

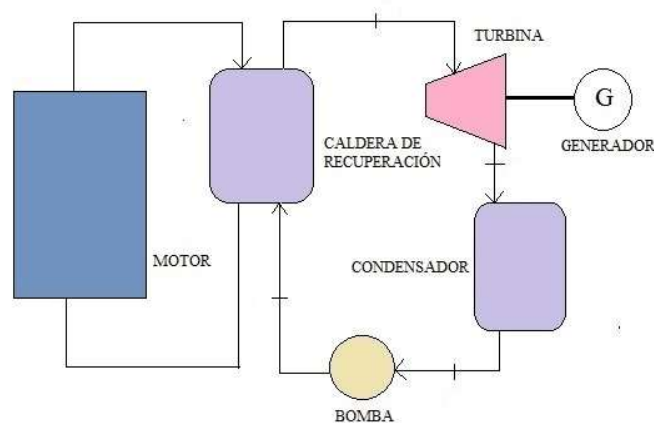
	Temperatura crítica (°C)	Temperatura de fusión (°C)	Temperatura de ebullición (°C)	Presión crítica (bar)	Inflamable (% vol.)	Toxicidad
<b>N-butano</b>	151,98	-138	-0,5	37,96	1,8/8,4	Alta
<b>Isobutano</b>	134,67	-159,6	-11,7	36,29	1,8/8,4	Alta
<b>N-pentano</b>	196,55	-129	36	33,7	1,5/7,8	Media
<b>Isopentano</b>	187,2	-160	27,9	33,78	1,5/7,8	Media
<b>R245fa</b>	153,86	-107	15,3	36,51	----	Baja
<b>R236fa</b>	124,9	-93,6	-1,44	32	----	Baja

**Tabla 3.1: Propiedades de los fluidos orgánicos más usados en ORC**

## 4. DISEÑO

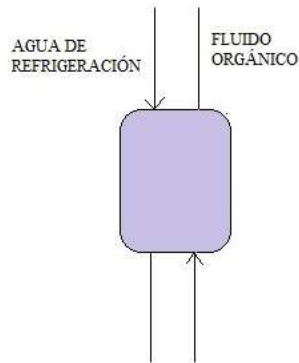
### 4.1. Descripción de la instalación.

La instalación a desarrollar consta de un motor de gas, cuyo calor residual procedente del agua de refrigeración es utilizado para la generación de energía eléctrica mediante la tecnología ORC. Esto se muestra en el siguiente esquema.



**Fig. 4.1: Esquema de la instalación estudiada**

Como se puede ver en la figura Fig. 4.1 se acopla al motor un ciclo de Rankine orgánico subcrítico con el objetivo de conseguir el mayor ahorro de energía primaria a partir del calor residual del motor, el cual, en caso de no disponer de este ciclo de baja, se desperdiciaría al medio ambiente. El motor se va a estudiar como un bloque del que solo interesa su refrigeración, es decir la temperatura de entrada y salida del agua refrigerante al motor, su gasto másico y el calor residual. Estos datos son los que afectan a la caldera de recuperación, Fig. 4.2.



**Fig. 4.2: Esquema de la caldera de recuperación del ciclo ORC**

Como se observa en la figura Fig. 4.2, la conexión entre ambos ciclos se encuentra en la caldera de recuperación, por la que circula el fluido fuente de calor procedente del motor y el fluido orgánico de trabajo que circula por el ciclo orgánico de Rankine subcrítico. La energía que posee la corriente del fluido de trabajo se transforma en energía mecánica en la turbina, que se transmite a un generador encargado de producir electricidad. A este trabajo que produce la turbina se le resta el consumido por la bomba y se obtiene el trabajo neto del ciclo. Interesa que el valor de la potencia neta obtenida sea la mayor posible para así conseguir la mejor eficiencia de la planta y el mayor ahorro de energía primaria.

#### **4.2. Motor (características).**

Debido a su rapidez de arranque y cambio de régimen, los motores alternativos son una tecnología eficiente para la generación de energía y con costes de adquisición relativamente bajos. Los motores de combustión interna alternativos se pueden clasificar según distintos criterios. La clasificación más básica los divide en motores de encendido provocado (ciclo Otto) y motores de encendido por compresión (ciclo Diesel).

En los motores Otto, la combustión se inicia por una chispa en la bujía, esta chispa se produce al final de la compresión de la mezcla de aire más combustible, mientras que en los motores Diesel se admite y comprime solamente aire, siendo al final de la

compresión cuando se inyecta el combustible y la mezcla se autoinflama. Los motores Diesel han sido históricamente los motores más demandados para grandes y pequeñas aplicaciones de generación de energía. Sin embargo, en Estados Unidos y otras naciones industrializadas su uso ha ido disminuyendo debido a la actual preocupación medioambiental y las emisiones que produce este tipo de motor. Actualmente, los motores de encendido provocado son la mejor elección para instalaciones de generación eléctrica y utilizan el gas natural como combustible preferido. Los motores de gas natural ofrecen un bajo coste de adquisición, una rápida puesta en marcha, bajas emisiones de contaminantes, buena recuperación del calor y adaptación a diversas aplicaciones energéticas.

La tecnología de los motores alternativos ha mejorado en las últimas décadas, impulsada por las presiones ambientales y económicas para mejorar su eficiencia. Por todo esto, la recuperación de calor residual en las instalaciones compresoras de gas natural es una opción para incrementar su eficiencia energética y aminorar las emisiones de gases de efecto invernadero.

En consecuencia, los motores de gas son los más adecuados para utilizar en cogeneración, con rasgos de potencia que engloban desde 10 kW hasta los 7 MW. (Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology, 2003). El motor elegido, que cumple estas características es el modelo JMS 620 GS-NL, fabricado por la empresa Jenbacher.

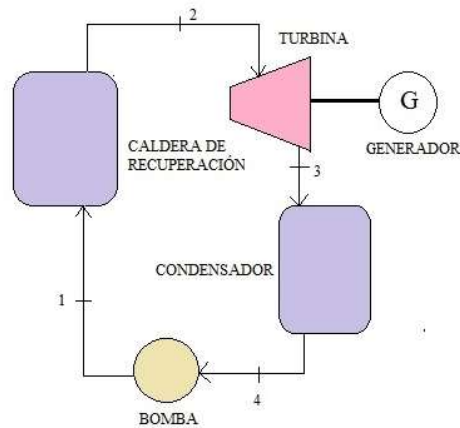
<b>MOTOR JS 620 GS-NL</b>		
Rendimiento eléctrico	%	43
Rendimiento térmico	%	42,7
Rendimiento total	%	85,7
Energía a la entrada	kW	7076
Trabajo eléctrico	kW	3041
Flujo de agua caliente	m <sup>3</sup> /h	129,7
Temperatura agua a la entrada	°C	90
Temperatura agua a la salida	°C	70

**Tabla 4.1: Características del motor JMS 620 GS-NL**

### 4.3. Modelo del ciclo ORC.

#### 4.3.1. Configuración del ciclo.

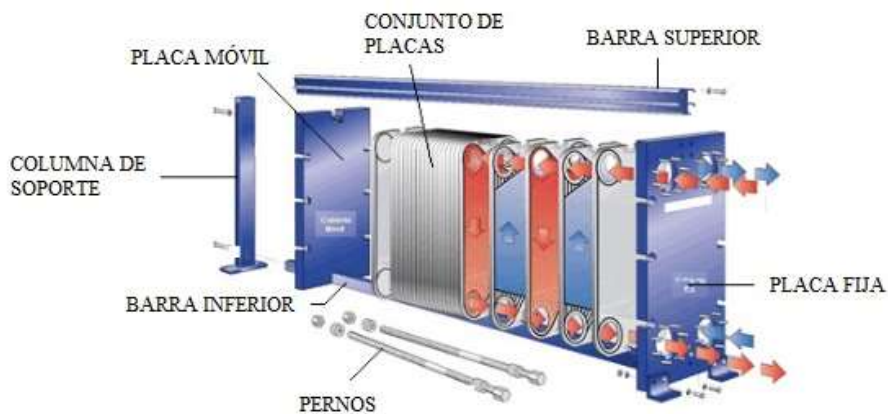
El ciclo orgánico de Rankine básico (BORC) trabaja igual que el ciclo de Rankine subcrítico y consta de cuatro equipos: un evaporador, un expansor, un condensador y una bomba.



**Fig. 4.3: Ciclo orgánico de Rankine básico**

El evaporador (1-2) es el elemento que combina el ciclo de alta con el ciclo de baja y permite aprovechar el calor de refrigeración del motor. Para generación de potencia a baja escala y ciclos ORC la configuración más estudiada para los intercambiadores es la de placas soldadas (Sekhar, 2017). En los intercambiadores de placas, la transferencia de calor entre dos fluidos se produce a través de placas metálicas corrugadas, circulando cada fluido a contracorriente. Cada dos placas se origina un canal de circulación y cada placa está montada en un marco, como se puede apreciar en la figura Fig. 4.4.





**Fig. 4.4: Esquema de las partes de un intercambiador de placas**

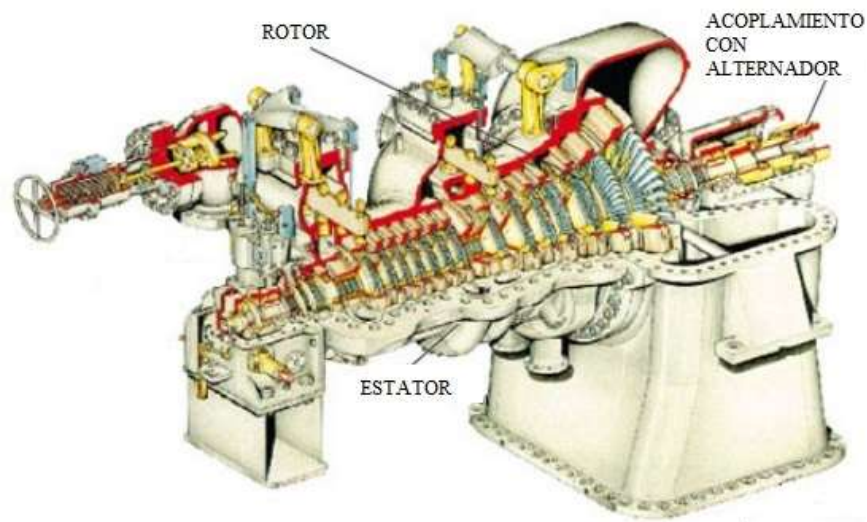
Como se ve en la figura Fig. 4.4, el intercambiador de placas está compuesto por un conjunto de placas metálicas corrugadas montado entre una placa fija y otra móvil. Las placas determinan la eficiencia del intercambiador, el número de estas depende del caudal y de las temperaturas requeridas entre otros factores. Estas placas se encuentran entre una barra guía superior y otra inferior. La barra superior sostiene el conjunto de placas, mientras que la barra inferior tiene una función de guiado. Ambas barras se encuentran fijadas a una columna de soporte. Por último, en la figura Fig. 4.4 se puede apreciar los pernos o tornillos de apriete, encargados de mantener apretado el conjunto de placas.

Las principales ventajas de este tipo de intercambiadores son:

- Instalación y mantenimiento sencillos.
- Alto coeficiente de intercambio de calor.
- Necesidad de poco espacio para su montaje.
- Buena resistencia a la corrosión.
- Desmontaje y limpieza fáciles y rápidos.
- Potencia regulable incorporando o eliminando placas.

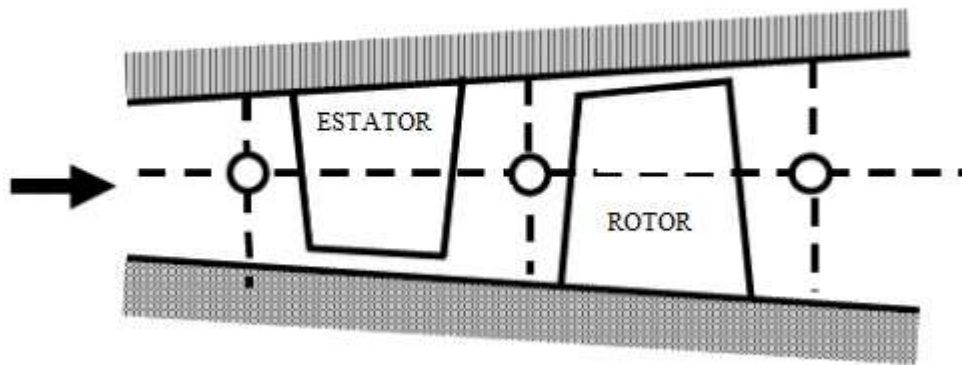
Otro componente del ciclo es la turbina (2-3), que expande el fluido reduciendo la presión del evaporador hasta la presión del condensador. Esto genera un trabajo mecánico

que posteriormente se transformará en energía eléctrica que puede ser usada para consumo propio o para venderla a la red eléctrica, que tiene la finalidad de suministrar electricidad desde las centrales de generación hasta los consumidores. Las turbinas axiales manifiestan un excelente rendimiento para la producción de energía eléctrica a partir de la expansión de un fluido de trabajo, por tanto, la turbina empleada en ese proyecto es una turbina axial multietapa como la mostrada en la figura Fig. 4.5.



**Fig. 4.5: Esquema de las partes de una turbina axial**

En una turbina axial el paso del vapor se realiza paralelamente al eje de la turbina, el flujo entra en una corona de alabes fijos, el estator, que aumenta su velocidad y direcciona el flujo al rotor, parte móvil de la turbina que aprovecha la velocidad del flujo y lo redirecciona para transmitir potencia al eje. El esquema de la figura Fig. 4.6 representa una etapa de una turbina axial.



**Fig. 4.6: Etapa de una turbina axial**

La potencia de la turbina será determinante para definir la eficiencia del ciclo. El vapor generado en este componente pasa al condensador (3-4) que, al igual que el evaporador es un intercambiador de placas de flujo en contracorriente, cuya función es retornar el fluido orgánico a su fase líquida.

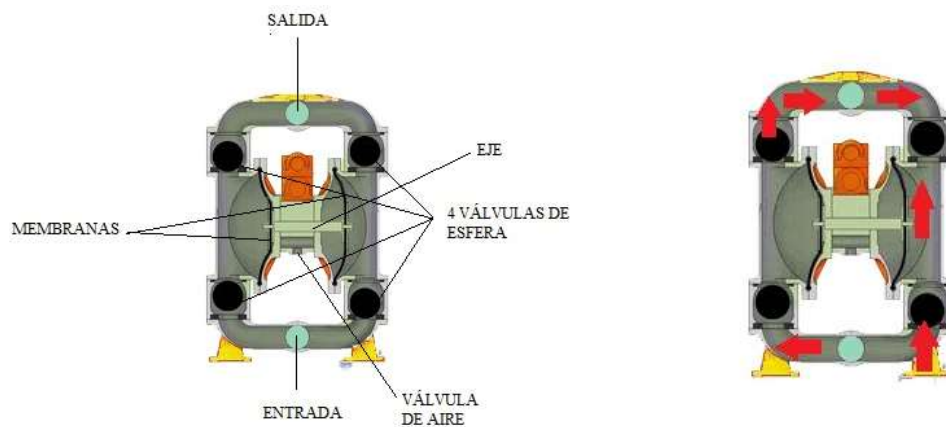
Por último, la bomba (4-1), que es el elemento encargado de aumentar la presión del fluido impulsándolo hasta el evaporador, para ello consume un trabajo que se descontará del producido por la turbina. La bomba elegida es una bomba de diafragma. (Palles, y otros, 2018)

Estas son un tipo de bombas de desplazamiento positivo, en las cuales la elevación de la presión es producida por el impulso de unas paredes elásticas (membranas) que disminuyen el volumen de la cámara. Este tipo de bombas tienen un mantenimiento mínimo, no necesitan controles complejos y son bastante silenciosas y económicas. En la figura Fig. 4.7 se muestra una bomba de diafragma, también llamada bomba de membrana



**Fig. 4.7: Bomba de diafragma**

En la figura Fig. 4.8 se muestran sus partes y su funcionamiento.



**Fig. 4.8: Esquema de las partes de una bomba de diafragma**

Como muestra la figura Fig. 4.8, las membranas de cada cámara están unidas por un eje común y son las encargadas de generar la succión e impulsión del fluido (flechas rojas). Este movimiento es dirigido por la válvula de aire, el cual es distribuido a una membrana u otra con el fin de aumentar la presión del fluido.

#### 4.3.2. Input.

Para la modelización del ciclo se fijan una serie de datos que se mantienen en las diferentes simulaciones y se muestran a continuación. A partir de estos datos se resolverá el ciclo orgánico y la influencia de los parámetros en aspectos importantes del diseño, como son...

##### EVAPORADOR

- Presión: 12 bar
- Temperatura a la salida ( $T_2$ ): 78°C
- Número de placas: 278
- Área de la placa: 0,26 m<sup>2</sup>

##### MOTOR JMS

- Rendimiento: 0,43
- Velocidad del agua de refrigeración: 1 m/s
- Calor residual: 2,939 MW
- Temperatura a la entrada: 90°C
- Temperatura a la salida: 70°C
- Gasto másico: 35,011 kg/s

##### BOMBA

- Rendimiento isoentrópico: 1

##### TURBINA

- Rendimiento isoentrópico: 1

#### 4.3.3. Parámetros.

Los parámetros variables que se estudiarán en este proyecto son la temperatura de entrada al evaporador ( $T_1$ ) y la potencia de la turbina (2-3), modificándolas para obtener la mayor potencia neta del ciclo y en consecuencia el mayor ahorro de energía primaria. Además, se deberá elegir un fluido orgánico de trabajo, que cumpla unas determinadas

características medioambientales y logre que la presente instalación alcance su máxima potencia.

#### 4.3.4. Ecuaciones termodinámicas.

En este apartado se muestran las ecuaciones imprescindibles para obtener el modelo del ciclo. Se utiliza la herramienta CoolProp, que consta de una librería con una gran cantidad de fluidos, en las que están incluidas sus propiedades termodinámicas. A partir del principio cero de la termodinámica con tener dos propiedades termodinámicas independientes se pueden obtener el resto de ellas, por lo que a partir de esas variables termodinámicas y mediante la herramienta CoolProp se podrá calcular el resto de variables que nos permitan resolver el ciclo.

Antes de comenzar, se fijan las hipótesis a tener en cuenta:

- No se consideran pérdidas de carga en la instalación.
- Se trabaja en régimen estacionario.
- No existe intercambio de calor con el entorno.
- Se desestiman las pérdidas de calor en tuberías

En primer lugar, se define el gasto másico (ecuación 4.1) y la diferencia de entalpías en el evaporador (ecuación 4.3), componente que relaciona el ciclo de alta con el de baja.

$$\dot{m}_0 = \rho_1 \cdot V_1 \cdot W_{int} \cdot b \cdot \frac{N_p}{2} \quad (4.1)$$

Donde:

- $\dot{m}_0$ : Gasto másico del isobutano  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$
- $\rho_1$ : Densidad del isobutano a la entrada del evaporador  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$
- $V_1$ : Velocidad a la entrada del evaporador  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$
- $W_{int}$ : Ancho del evaporador (m)
- $b$ : Espesor del evaporador (m)
- $N_p$ : Número de placas (-)

El número de placas se calcula según la ecuación 4.2.

$$N_p = \frac{\dot{m}_w \cdot 2}{\rho_w \cdot V_w \cdot W_{int} \cdot b} \quad (4.2)$$

Donde:

- $\dot{m}_w$ : Gasto másico del agua de refrigeración del motor  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$
- $V_w$ : Velocidad del agua de refrigeración en el evaporador  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$
- $\rho_w$ : Densidad del agua de refrigeración en el agua del motor  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

La diferencia de entalpías en el evaporador se determina a partir del calor residual intercambiado en el evaporador, dato obtenido de las hojas de especificaciones del motor y del gasto másico de fluido orgánico que circula por el ciclo ORC.

$$\Delta h = \frac{Q_r}{\dot{m}_0} \quad (4.3)$$

Siendo:

- $Q_r$ : Potencia del calor residual del agua de refrigeración del motor (W)

Esta diferencia de entalpías también se puede calcular como la entalpía a la salida del evaporador menos la entalpía real a la entrada.

$$\Delta h = (h_2 - h_{1,r}) \quad (4.4)$$

Donde:

- $h_{1,r}$  y  $h_2$ : Entalpías a la entrada y salida del intercambiador  $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)$

## **EVAPORADOR**

El evaporador se encuentra entre los puntos 1 y 2. El balance de energía en este elemento se muestra en las siguientes ecuaciones.

$$Q_r = \dot{m}_0 \cdot (h_2 - h_{1,r}) \quad (4.5)$$

$$Q_r = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{e_w} - T_{s_w}) \quad (4.6)$$

Donde:

- $c_{pw}$ : Calor específico del agua.  $c_{pw} = 4,18 \left( \frac{J}{kg \cdot K} \right)$
- $T_{ew}$  y  $T_{sw}$ : Temperatura de entrada y salida del agua al motor (K)

La ecuación número 4.5 se corresponde al lado por el que circula el fluido orgánico y define el calor a partir de las entalpías y la ecuación número 4.6 hace referencia al lado del motor y lo define utilizando las temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración al intercambiador. Se realiza también el balance de masa en el intercambiador:

$$\dot{m}_0 = \rho_1 \cdot V_1 \cdot A = \rho_2 \cdot V_2 \cdot A \quad (4.7)$$

Este balance de masa permite conocer la velocidad de salida del evaporador como muestra la ecuación 4.8.

$$V_2 = \frac{V_1 \cdot \rho_1}{\rho_2} \quad (4.8)$$

Donde:

- $A$ : Área del intercambiador ( $m^2$ )
- $V_2$ : Velocidad a la salida del evaporador  $\left( \frac{m}{s} \right)$
- $\rho_2$ : Densidad a la salida del evaporador  $\left( \frac{kg}{m^3} \right)$

## **TURBINA**

La turbina trabaja entre los puntos 2 y 3, realizando una expansión isoentrópica del fluido orgánico. La ecuación que la define es el siguiente balance de energía.

$$W_t = \dot{m}_0 \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.9)$$

Donde:

- $W_t$ : Potencia generada por la turbina (W)
- $h_2$  y  $h_3$ : Entalpías a la entrada y salida de la turbina respectivamente.  $\left( \frac{J}{kg} \right)$



## **CONDENSADOR**

El condensador funciona entre los puntos 3 y 4 y su balance de energía es el siguiente.

$$Q_C = \dot{m}_0 \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.10)$$

Siendo:

- $Q_C$ : Potencia en forma de calor de condensación (W)
- $h_3$  y  $h_4$ : Entalpías a la entrada y salida del condensador respectivamente  $\left(\frac{J}{kg}\right)$

## **BOMBA**

La bomba trabaja entre los puntos 1 y 4, y las ecuaciones que la definen con las siguientes.

$$W_b = \dot{m}_0(h_{1,r} - h_4) \quad (4.11)$$

La ecuación 4.11 muestra el balance de energía en la bomba y las ecuaciones número 4.12 y 4.13 definen el rendimiento de esta.

$$\eta_b = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} \quad (4.12)$$

$$\eta_b = \frac{h_{1,i} - h_4}{h_{1,r} - h_4} \quad (4.13)$$

Donde:

- $W_{ideal}$ : Potencia que consumiría la boba si su rendimiento fuera la unidad (W)
- $W_{real}$ : Potencia que consume la bomba (W)
- $W_b$ : Potencia consumida por la bomba (W)
- $\eta_b$ : Rendimiento isoentrópico de la bomba
- $h_{1,r}$  y  $h_4$ : Entalpías a la entrada y salida de la bomba  $\left(\frac{J}{kg}\right)$
- $h_{1,i}$ : Entalpía a la salida de la bomba si la compresión fuese isoentrópica  $\left(\frac{J}{kg}\right)$

### **ECUACIONES GENERALES DEL CICLO**

En las ecuaciones generales se engloban aquellas que corresponden a los rendimientos y potencias del ciclo.

$$W_n = W_t - W_b \quad (4.14)$$

La ecuación 4.14 muestra la potencia neta del ciclo que se obtiene restándole la potencia generada por la turbina menos la consumida por la bomba.

$$\eta_{\text{cicloORC}} = \frac{W_n}{Q_r} \quad (4.15)$$

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{motor}} + \eta_{\text{cicloORC}} - \eta_{\text{motor}} \cdot \eta_{\text{cicloORC}} \quad (4.16)$$

Donde:

- $\eta_{\text{cicloORC}}$  : Rendimiento del ciclo ORC
- $\eta_{\text{motor}}$  : Rendimiento del motor
- $\eta_{\text{total}}$  : Rendimiento total de la instalación

El rendimiento del ciclo orgánico y el rendimiento total de la instalación se recogen en las ecuaciones 4.15 y 4.16, respectivamente.

#### **4.3.5. Análisis de los elementos del ciclo.**

En este apartado se van a describir los elementos necesarios para llevar a cabo este proyecto.

Se plantean dos opciones. La primera consiste en escoger los cuatro componentes del ciclo, valorando los diferentes fabricantes y seleccionando el que más se adapte a las características del ciclo de Rankine orgánico que se quiere desarrollar y la segunda radica en elegir una unidad o módulo ORC de la empresa Turboden a partir de una determinada potencia de turbina. En ambos casos se incurre en una inversión inicial muy similar, por lo que la elección de componentes se lleva a cabo siguiendo la primera opción propuesta.

Primero se selecciona un evaporador adecuado, para ello se comparan las distintas opciones disponibles en el mercado para intercambiadores de calor de placas, tras esto,

se elige para actuar como evaporador el proporcionado por Alfa Laval, una compañía sueca dedicada a fabricar artículos especializados en calentar, enfriar, separar y transportar productos tales como aceite, agua o productos químicos. Como elemento condensador, se opta por utilizar el mismo intercambiador que como evaporador, ya que cumple con las condiciones y requisitos exigidos para este tramo del ciclo.

Para elegir la turbina, se analizan las diferentes alternativas posibles, escogiendo para la compra de este componente a la empresa francesa Enertime, dedicada al desarrollo y fabricación de turbinas y módulos completos de ORC para la producción de electricidad, de origen renovable, a partir de energía térmica residual y sin emisiones de CO<sub>2</sub>. Las turbinas ORC de Enertime son concebidas para la expansión de fluidos orgánicos bajo presión. Como se ha explicado anteriormente, se escoge una turbina axial multietapa, que es la que mejor se adapta a este tipo de instalaciones. Enertime ofrece turbinas axiales multietapa de su línea ORCHID para potencias de 300 a 3.000 kW<sub>e</sub>, compatibles con los refrigerantes presentes en el mercado. Por todo esto, se elige una turbina desarrollada por esta empresa, que se adapta a la potencia que maximiza el rendimiento del ciclo. Las turbinas ORCHID Enertime poseen las siguientes características. (Página web oficial de Enertime, 2018)

- Tipo de turbina: axial
- Número de etapas: multietapa
- Naturaleza de flujo: subsónico, excelente rendimiento, incluso en carga parcial
- Sellado dinámico
- Lubricación forzada con aceite
- Acoplamiento directo o por medio de una caja de cambios

Por último, la bomba elegida es fabricada por ARO, fabricante líder a nivel mundial de productos relacionados con la gestión de fluidos. ARO ofrece bombas de diafragma accionadas por aire. Estas se caracterizan por (Página web oficial de ARO, 2018)

- Eficacia y confiabilidad.
- Versatilidad: muestran una amplia gama de materiales de construcción para una óptima compatibilidad con los diferentes fluidos.
- Eficaz medioambientalmente: se fabrican con pernos para tratamiento a prueba de filtraciones y diseño plano para impedir grietas.
- Mantenimiento simple: gracias al diseño modular.

Si se hubiese optado por la segunda opción, simplemente hubiera sido necesario elegir el módulo ORC de acuerdo a la potencia que genera la turbina. Estas son las opciones que plantea la empresa. (Página web oficial de Turboden, 2018)

Módulo ORC a elegir	Potencia generada en la turbina (kW)
TURBODEN 4HR	400
TURBODEN 6HR	600
TURBODEN 10HR	1108
TURBODEN 22HR	2120
TURBODEN 40HR	4000
TURBODEN 70HR	6800

**Tabla 4.2: Modelos waste heat recovery que ofrece Turboden.**

Según los cálculos realizados anteriormente con los distintos fluidos de trabajo, se escogería el modelo TURBODEN4HR, ya que el trabajo realizado por la turbina tiene un valor cercano a los 400 kW.

## 5. RESULTADOS

### 5.1. Análisis de los parámetros del ciclo.

#### 5.1.1. Parámetros fijos.

Tras haber seleccionado el motor de referencia para este proyecto y los elementos del ciclo ORC, se escoge una velocidad del agua de 1 m/s, valor típico en este tipo de intercambiadores agua de refrigeración-fluido orgánico (Hewitt, 1994). Dicha velocidad define el número de placas del evaporador, que será igual a 278 según la ecuación 4.2. Se comprueba también que las velocidades del fluido orgánico resultantes a la entrada y salida del intercambiador son coherentes.

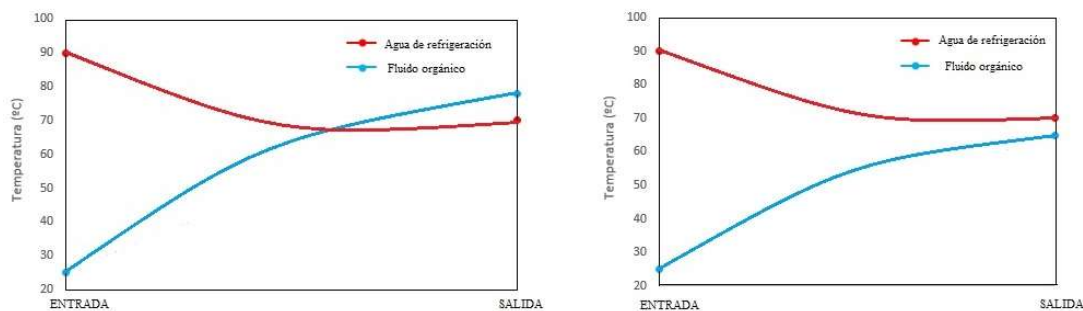
Para seleccionar la presión del intercambiador,  $P_{int}$ , se valoran dos casos, un primer caso a 9 bar y un segundo a 12 bar. Esto condiciona la temperatura a la salida del intercambiador que se calcula mediante la siguiente expresión.

$$T_2 = T_{evap} + 4^{\circ}\text{C} \quad (5.1)$$

Donde

- $T_2$ : Temperatura del fluido orgánico a la salida del evaporador.
- $T_{evap}$ : Temperatura de evaporación a la presión elegida.

La anterior ecuación, simplemente se ha formulado para asegurar que el fluido orgánico a la salida del intercambiador se encuentre en vapor saturado. En las gráficas de la figura Fig. 5.1 aparece el perfil de temperaturas de ambas alternativas.



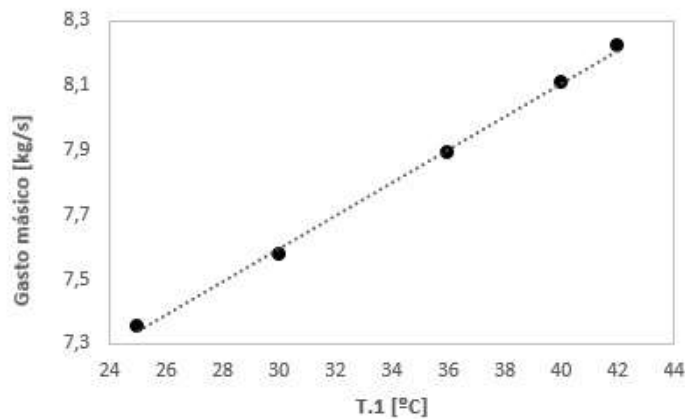
**Fig. 5.1: Estimación de los perfiles de temperatura en el intercambiador. Caso 1) Temperatura de salida del evaporador: 78°C; Caso2) Temperatura de salida del evaporador: 65°C**

En un estudio previo de las dos propuestas, se llegó a la conclusión de que el primer caso otorgaba un mejor rendimiento al ciclo orgánico como era de esperar, ya que se conseguía mayor diferencia de temperaturas del fluido orgánico en el evaporador y con ello mayor potencia generada en la turbina. Aun así, la temperatura a la salida del intercambiador está acotada por las temperaturas del agua de refrigeración del motor, por lo que no se puede aumentar de forma ilimitada, ya que se generarían irreversibilidades negativas en el intercambiador. Por tanto, se escoge una presión en el intercambiador de 12 bar y una temperatura a la salida de 78°C.

### 5.1.2. Parámetros variables.

Para determinar la influencia del resto de parámetros del ciclo, como la temperatura a la entrada del evaporador o la potencia de la turbina se recurre a un análisis gráfico. Se representan los diferentes parámetros a analizar frente a la temperatura de entrada del evaporador, que será elegida para obtener el mayor ahorro de energía primaria en el ciclo.

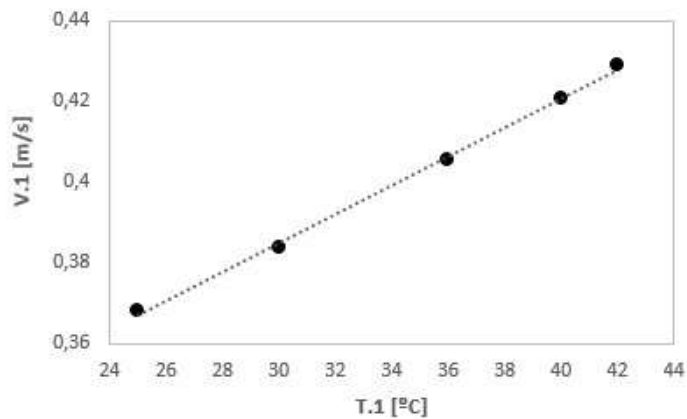
En la figura Fig. 5.2 se representa el gasto másico que circula por la instalación ORC frente a la temperatura en el punto 1 del ciclo



**Fig. 5.2: Variación del gasto másico frente a la temperatura de entrada al evaporador**

En la gráfica Fig. 5.2 conforme disminuye la temperatura, el gasto másico también disminuye. Esto se debe a que aumenta la diferencia de temperaturas, ya que la de la salida se conserva fija, por tanto, aumenta la diferencia de entalpías y como se aprecia en la ecuación número 4.3 el gasto másico disminuye, siendo constante el calor residual.

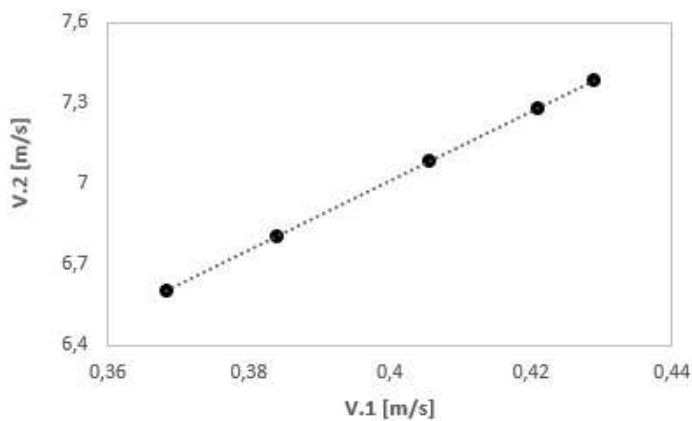
En la figura Fig. 5.3 se representa la velocidad del fluido orgánico frente a su temperatura a la entrada del evaporador.



**Fig. 5.3: Variación de la velocidad y la temperatura a la entrada del evaporador**

En la gráfica Fig. 5.3 se analiza la velocidad a la entrada del evaporador. Como es de esperar, disminuye a medida que disminuye la temperatura. La velocidad está directamente relacionada con el gasto másico por la expresión 4.1, por tanto, se comporta con la temperatura igual que este.

A continuación, se representa la velocidad del fluido a la salida del evaporador frente a la velocidad a la entrada.

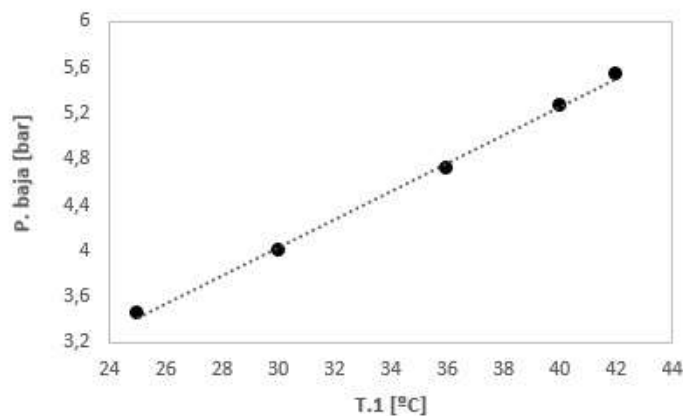


**Fig. 5.4: Velocidad a la salida del evaporador frente a velocidad a la entrada**



En la figura Fig. 5.4, la velocidad de la salida del intercambiador está relacionada con la de la entrada mediante la ecuación 4.7, por lo que se comporta como se ve en la gráfica. A medida que aumenta la velocidad de entrada, aumenta la también la de salida, y de manera lineal.

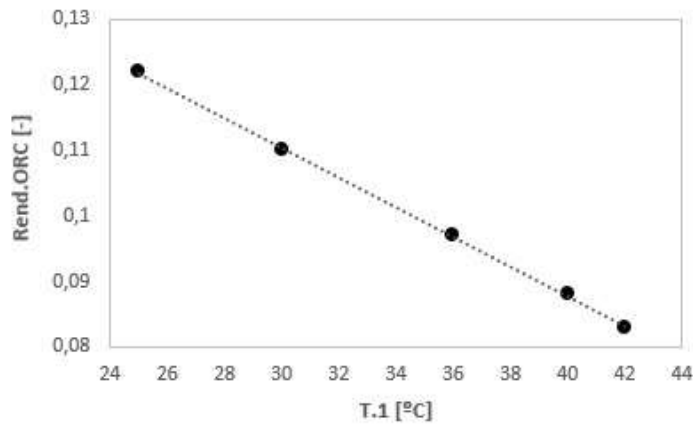
La gráfica Fig. 5.5 representa la presión del fluido en el condensador frente a su temperatura a la entrada del evaporador.



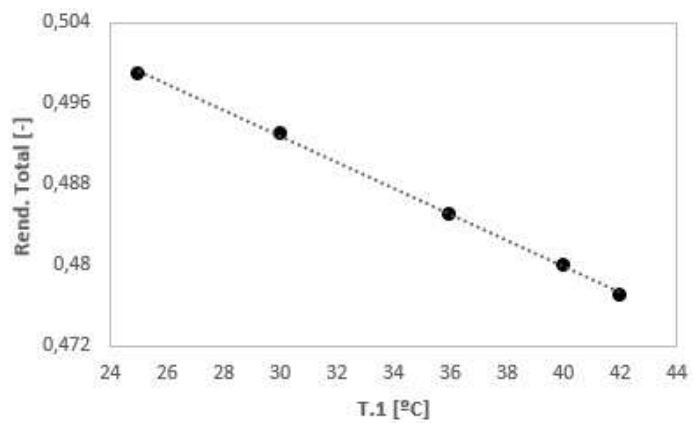
**Fig. 5.5: Variación de la presión en el condensador frente a la temperatura de entrada del evaporador**

En la figura Fig. 5.5 se observa como esta presión es menor conforme disminuye la temperatura de entrada al evaporador. Esto se puede apreciar claramente en el diagrama P-h adjuntado en los anexos.

En las figuras Fig. 5.6 y Fig. 5.7 se resumen los resultados obtenidos, mostrando el rendimiento del ciclo ORC y el rendimiento total de la instalación, suponiendo en un principio una potencia aleatoria en la turbina



**Fig. 5.6:** Representación del rendimiento del ciclo ORC frente a la temperatura en la entrada del evaporador



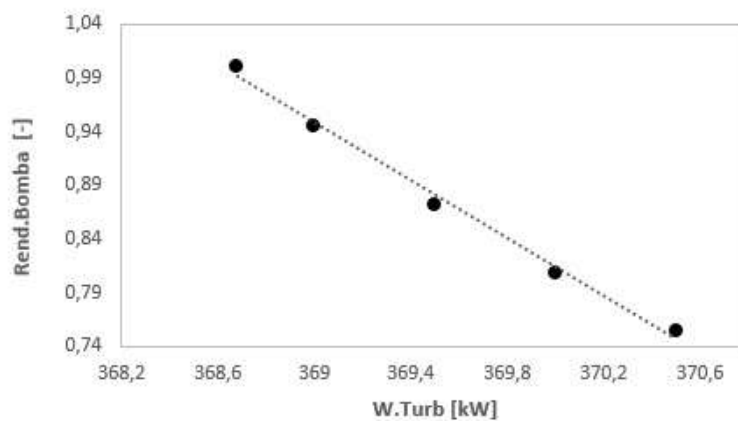
**Fig. 5.7:** Representación del rendimiento total del ciclo frente a la temperatura de entrada del evaporador

Como se aprecia en las figuras Fig. 5.6 y Fig. 5.7 una temperatura de entrada más baja proporciona mayor rendimiento del ciclo ORC, lo que se traduce en mayor rendimiento total de la instalación.

Sin embargo, este dato estará limitado a 25°C por la fuente de refrigeración ambiental, además que una temperatura de condensación muy baja llevará consigo un condensador más costoso. (Wang, Wang, & Wang, 2006). Por tanto, a la entrada del

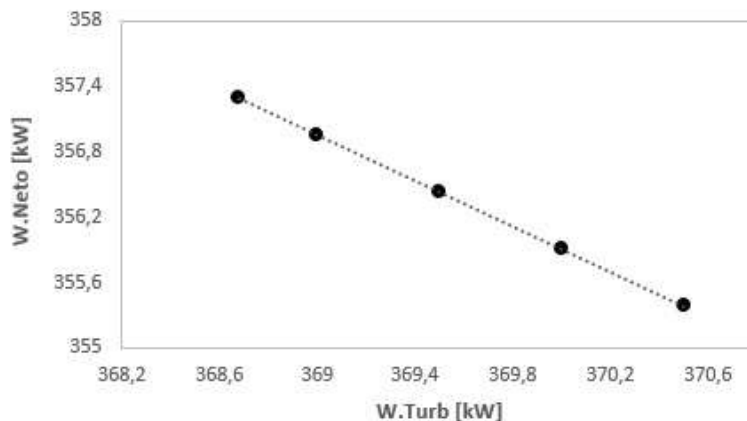
intercambiador el agua llegará con una temperatura de 25°C. Para estas condiciones elegidas, la potencia de la turbina determina la potencia y rendimiento isoentrópico de la bomba y, por tanto, la potencia neta del ciclo. Esta situación se describe en las siguientes gráficas.

En la figura 5.8 se representa el rendimiento de la bomba frente a la potencia de la turbina.



**Fig. 5.8: Representación del rendimiento de la bomba frente a la potencia de la turbina**

Se puede observar como para una potencia de la turbina de 368,6 kW, el rendimiento isoentrópico de la bomba ( ecuación 4.12) alcanza su valor máximo, es decir, la unidad. A partir de este punto, según se aumenta la potencia de la turbina, el rendimiento de la bomba disminuye. Esta disposición hace, por tanto, que la potencia de la bomba aumente según la potencia de la turbina se hace mayor, y por tanto la potencia neta se vea reducida, como se representa en la ecuación 4.14 y en la siguiente gráfica.



**Fig. 5.9: Variación de la potencia neta de la instalación frente a la potencia generada en la turbina**

Tras el análisis de los resultados obtenidos para los diferentes parámetros estudiados, se selecciona una turbina con una potencia de 368,68 kW, con la cual se obtiene el mejor rendimiento del ciclo ORC posible en las condiciones de presión y temperatura del evaporador expuestas anteriormente y cumple con el rendimiento isoentrópico de la bomba igual a 1, condición impuesta anteriormente. Con estos datos se obtienen la presión de baja del ciclo y la temperatura a la salida de la turbina y del condensador, completando así el ciclo de Rankine orgánico.

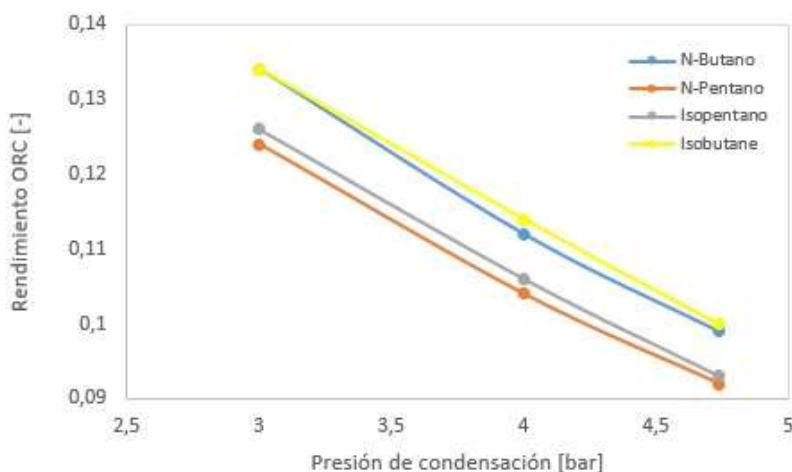
## **5.2. Comparación de distintos fluidos.**

Para realizar la elección del fluido de trabajo es imprescindible determinar el rendimiento del ciclo de Rankine orgánico para los diferentes fluidos. Se analizan hidrocarburos como el n-butano, n-pentano, isopentano, isobutano o ciclohexano e hidrofluorocarbonos como el R245fa y el R236fa.

En un primer análisis se compara esta eficiencia manteniendo constante la presión en el intercambiador y una temperatura de salida de igual a la temperatura de evaporación a dicha presión más 4°C, ecuación 5.1, además de los parámetros nombrados en el punto 5.1.1 y variando la presión del condensador para obtener el mayor rendimiento. Para todos

los casos de este proyecto se mantiene la limitación de la temperatura a la entrada del evaporador a 25°C por el motivo explicado en apartados previos.

Tras realizar estas simulaciones del ciclo con los diferentes fluidos, en un primer momento se descarta el ciclohexano, ya que la velocidad del fluido a la entrada y salida del evaporador no es un valor razonable para este tipo de instalaciones. Los valores de la velocidad del fluido orgánico en este elemento suelen ser de unos 0,5 m/s a la entrada y en torno a 8 m/s a la salida (Hewitt, 1994), mostrando el ciclohexano unos valores de 2 m/s y 23 m/s respectivamente. Se excluyen también los fluidos R245fa y R236fa ya que presentan irreversibilidad negativa en el evaporador a temperaturas inferiores al límite fijado. En la figura Fig. 5.10 se muestran los resultados obtenidos en el primer estudio.



**Fig. 5.10: Comparación del rendimiento de los distintos fluidos orgánicos variando la presión de condensación**

Analizando la imagen, se llega a la conclusión de que se obtiene peor rendimiento del ciclo con el isopentano y n-pentano que con el n-butano y su isómero. Se observa que los dos últimos tienen una eficiencia muy similar, por ello se va a proceder a analizar de nuevo estos fluidos orgánicos con la misma temperatura de evaporación y diferente presión para obtener así resultados más concluyentes. Se obtienen los siguientes datos, recogidos en la tabla 5.1.

	<b>Rendimiento del ciclo ORC</b>	<b>Rendimiento total</b>
N-Pentano	0,098	0,486
Isopentano	0,113	0,494
N-Butano	0,119	0,497
Isobutano	0,122	0,499

**Tabla 5.1: Comparación del rendimiento de los diferentes fluidos orgánicos.**

Esta tabla reafirma los resultados anteriores, presentando el isobutano como el fluido que proporciona el máximo rendimiento y el n-pentano el mínimo.

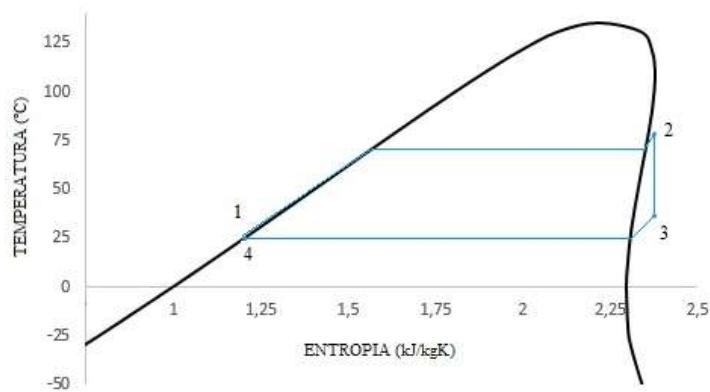
### **5.3. Elección del fluido de trabajo.**

La decisión del fluido de trabajo que se va a utilizar en el ciclo es muy importante, ya que condicionará la capacidad de ahorro de energía primaria del ciclo ORC y afectará a las dimensiones y aspectos relacionados con la seguridad. Como ya se ha advertido, el fluido que proporciona mayor eficiencia es el isobutano, con valores muy parecidos al n-butano, ya que es su isómero. Ambos compuestos tienen los mismos átomos componentes y en igual número, pero organizados de diferente manera.

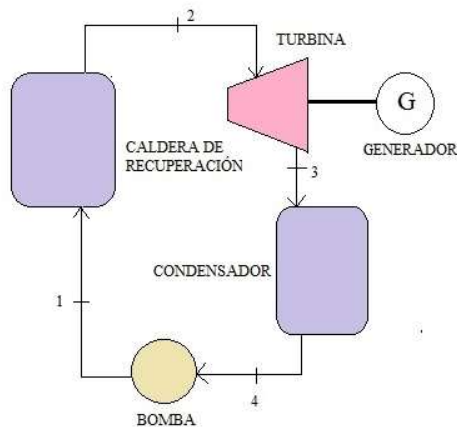
Se elige por tanto el isobutano, que es el que muestra mejores resultados y tiene una temperatura crítica de 134,667 °C y una presión crítica de 36,29 bar, lo que determina que el ciclo a implementar sea subcrítico, ya que estos valores están limitados por el intercambiador escogido.

### **5.4. Punto de funcionamiento.**

Como conclusión al análisis de datos y a la comparación de los distintos fluidos mostrados anteriormente, se determina el punto óptimo de funcionamiento de la instalación. A continuación, se muestra el ciclo ORC resultante representado en el diagrama T-S del isobutano y su correspondiente esquema, Fig 5.11 y Fig 5.12.



**Fig. 5.11: Diagrama T-S del ciclo orgánico de Rankine estudiado**



**Fig. 5.12: Esquema del ciclo orgánico de Rankine**

La presión, temperatura, entropía y entalpía del isobutano en cada punto se recogen en la siguiente tabla:

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entropía (kJ/kgK)	Entalpía (kJ/kg)
1	12	25	1,202	259,468
2	12	78	2,379	659,054
3	3,463	36,52	2,379	608,926
4	3,463	24,567	1,202	257,295

**Tabla 5.2: Propiedades del isobutano en los cuatro principales puntos de la instalación.**

En la tabla 5.2 se puede ver claramente como el cambio de fase en el evaporador y en el condensador ocurre a presión constante y la expansión y compresión en la turbina y bomba respectivamente, se estudian como isoentrópicas. Los datos del diseño final del evaporador se resumen en la tabla 5.3.

	<b>Isobutano</b>	<b>Agua de refrigeración</b>
Flujo másico (kg/s)	7,347	35,011
Presión (bar)	12	1
Temperatura a la entrada (°C)	25	90
Temperatura a la salida (°C)	78	70
Velocidad a la entrada (m/s)	0,368	1
Velocidad a la salida (m/s)	6,597	1

**Tabla 5.3: Diseño final del evaporador**

En la tabla 5.3 se recogen los gastos másicos, presiones, temperaturas y velocidades tanto del agua de refrigeración como del isobutano que circulan a través de las placas del intercambiador.

Los datos del condensador del lado del fluido orgánico se recogen en la tabla 5.4.

	<b>Isobutano</b>
Flujo másico (kg/s)	7,347
Presión (bar)	3,463
Temperatura a la entrada (°C)	36,52
Temperatura a la salida (°C)	24,567

**Tabla 5.4: Diseño final del condensador**

Las propiedades del isobutano en la turbina y la potencia generada por esta aparecen en la tabla 5.5.



	<b>Isobutano</b>
Flujo másico (kg/s)	7,347
Presión a la entrada (bar)	12
Presión a la salida (bar)	3,463
Temperatura a la entrada (°C)	78
Temperatura a la salida (°C)	36,52
Potencia generada por la turbina (kW)	368,68

**Tabla 5.5: Diseño final de la turbina**

Por último, se muestran los datos de la bomba, incluyendo su potencia consumida, en la tabla 5.6.

	<b>Isobutano</b>
Flujo másico (kg/s)	7,347
Presión a la entrada (bar)	3,462
Presión a la salida (bar)	12
Temperatura a la entrada (°C)	24,567
Temperatura a la salida (°C)	25
Potencia consumida por la bomba (kW)	11,33

**Tabla 5.6: Diseño final de la bomba**

## 6. VIABILIDAD ECONÓMICA

Con las plantas de cogeneración se persigue un considerable ahorro de energía primaria y un beneficio monetario, por ello es fundamental determinar la viabilidad económica del proyecto. Para analizar la situación económica del proyecto a lo largo de su duración, se necesitan los siguientes datos: inversión inicial, ingresos anuales producidos por la venta de energía eléctrica y gastos originados durante el periodo de utilización.

### 6.1. Datos necesarios

#### 6.1.1. Inversión inicial.

Para estimar la inversión inicial se debe tener en cuenta:

- Precio de los diferentes componentes del ciclo.
- Sistema de acondicionamiento y torre de refrigeración.
- Licencias, permisos y tasas.
- Obra civil.
- Tuberías e instrumentación.
- Contingencias.

El coste total de la inversión está influenciado por muchos factores relacionados con el proyecto: tamaño de la instalación, temperatura ambiente, temperatura del flujo de agua de refrigeración, disponibilidad de agua, etc. Según la aproximación de costes suministrada por la empresa Turboden, estos varían entre 1.500 €/kW y 2.000 €/Kw, por tanto, se van a analizar ambos extremos, obteniendo así dos escenarios, uno optimista y otro pesimista.

$$\text{Inv} = W_n \cdot 1.500 \frac{\text{€}}{\text{kW}} \quad \text{Inv} = W_n \cdot 2.000 \frac{\text{€}}{\text{kW}} \quad (6.1)$$

Donde:

- Inv: Inversión inicial realizada (€)

Aplicando la ecuación 6.1 y considerando una potencia neta de 357,3 kW, la inversión inicial será de 535.950 € y 714.600 €, respectivamente.

### 6.1.2. Ingresos anuales.

Para realizar este cálculo se considera que el valor de la electricidad puede oscilar entre 0,13 €/kWh y 0,05 €/kWh, por lo tanto, se analizará el escenario más pesimista con un valor típico de trabajo de 8000 horas al año. Se deben tener en cuenta los ingresos obtenidos de la venta de energía procedente únicamente del ciclo de Rankine orgánico. Se expresan con la ecuación 6.2.

$$\text{Ing} = W_n \cdot 8.000 \frac{\text{h}}{\text{año}} \cdot 0,05 \frac{\text{€}}{\text{kW}\cdot\text{h}} \quad (6.2)$$

Donde:

- Ing: Ingresos anuales (€)

Por tanto, se consiguen unos ingresos anuales de 142.920 €, considerando que estos aumentarán un 3% anual, a razón del incremento en el precio de la electricidad.

### 6.1.3. Gastos anuales.

Los costes de mantenimiento y operación generados a lo largo de la vida útil de la instalación se estiman como el 1,7% (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2008) de la inversión inicial realizada, ecuación 6.3.

$$C = 0,017 \frac{\text{€}}{\text{año}} \cdot \text{Inv} \quad (6.3)$$

Donde:

- C: Costes de mantenimiento (€)

Estos costes se valoran en 9.111,15 € para el escenario optimista y 12.148,2 € para el pesimista, actualizándose anualmente con una tasa de incremento del 3 %, al igual que los ingresos.

#### **6.1.4. Impuestos.**

El valor que adquiere normalmente en este tipo de proyectos los impuestos es de un 30% de los beneficios.

#### **6.1.5. Vida útil de la instalación.**

Para el estudio se toma un valor de vida útil igual a 10 años.

### **6.2. Índices de rentabilidad.**

#### **6.2.1. Valor actual neto (VAN).**

Este indicador financiero determina si la inversión en este proyecto es rentable o no. Permite calcular, a valor presente, el dinero que una inversión generará en el futuro, considerando que el valor del dinero fluctúa a lo largo del tiempo. Para garantizar que un proyecto permita conseguir beneficios y ganancias el VAN debe resultar positivo. Si es nulo, no genera ni beneficios ni pérdidas, esto se denomina punto de equilibrio y si es menor que cero la inversión debe rechazarse porque no se considera rentable. La ecuación 6.4 permite determinar el valor del VAN:

$$VAN = -Inv + \sum_{n=0}^i \frac{FC_n}{(1+i)^n} \quad (6.4)$$

Donde:

- $FC_n$ : Flujo de caja en el año  $n$
- $i$ : Tasa de descuento

La aplicación del VAN muestra dificultad a la hora de definir de forma adecuada la tasa de descuento o actualización, por ello, para asegurar que el presente proyecto sea rentable se van a tomar como dato dos tasas de descuento diferentes y se van a analizar ambos casos, 6% y 10%.

### 6.2.2. Tasa interna de rentabilidad (TIR).

Este índice está íntimamente ligado con el valor actual neto. Se define como la tasa de interés a partir de la cual se iguala el valor de la inversión inicial realizada con los ahorros producidos a lo largo de la vida útil del proyecto. A diferencia del VAN, que se expresa en términos absolutos, la TIR se representa de forma porcentual. Este indicador resulta muy apropiado ya que facilita la rentabilidad de la inversión inicial, sin embargo, muestra un inconveniente importante, y es que no tiene en cuenta el tamaño del proyecto, es decir su inversión inicial. Esto evidencia un problema, ya que un proyecto más pequeño puede parecer más atractivo con un mayor TIR, pero está generando menos beneficios.

La ecuación 6.5 permite obtener el valor del TIR

$$0 = -Inv + \sum_{n=0}^i \frac{FC_n}{(1+TIR)^n} \quad (6.5)$$

### 6.2.3. Periodo de retorno (PR).

El periodo de retorno o recuperación, también conocido como payback, es el número de años necesarios para que los beneficios obtenidos del proyecto se igualen a la inversión inicial realizada. Se obtiene mediante la ecuación 6.6.

$$0 = -Inv + \sum_{n=0}^{PR} \frac{FC_n}{(1+i)^n} \quad (6.6)$$

Evidentemente, para que el proyecto sea rentable, este indicador debe ser menor a la vida del mismo. Su principal desventaja es, que no se tienen en cuenta los beneficios obtenidos posteriormente, aunque puede ser de gran utilidad para demandar al proyecto que iguale los beneficios a la inversión inicial en un periodo de tiempo determinado

### 6.3. Resultados económicos.

Haciendo uso de los índices detallados en el apartado anterior y analizando ambos escenarios se obtienen estos resultados.

Inversión inicial	VAN		TIR	PR
	6%	10%		
1.500 €/kW	361.579,856	207.619,051	18%	5 años

Tabla 6.1: Índices de rentabilidad para la inversión del escenario optimista.

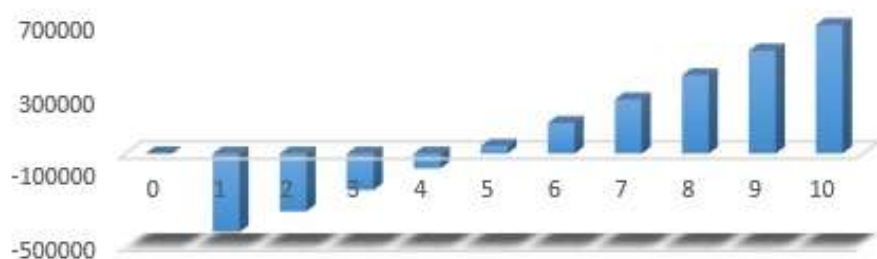
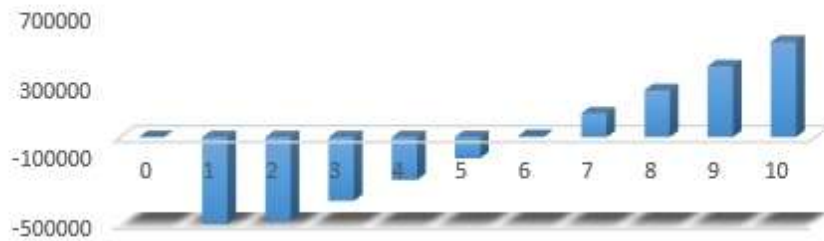


Fig. 6.1: Payback de la inversión en el escenario optimista

Inversión inicial	VAN		TIR	PR
	6%	10%		
2000 €/kW	204.691,006	47.266,92	11,5%	6 años

Tabla 6.2: Índices de rentabilidad para la inversión del escenario pesimista



**Fig. 6.2: Payback de la inversión en el escenario pesimista**

Observando los resultados obtenidos en ambos escenarios, se percibe que para las dos alternativas de inversión inicial el VAN es positivo, lo que quiero decir que la inversión es rentable económicamente. Además, no se debe perder de vista que estos datos se obtienen asumiendo el precio de venta de la electricidad más bajo del rango para este tipo de proyectos, por lo que un VAN mayor que cero verifica que puede llevarse a cabo la construcción de esta instalación con el fin de ahorrar energía.

Respecto a la TIR, en los dos casos es superior al 10%, mayor porcentaje que toma como valor la tasa de interés, esto conduce a la aceptación de la inversión inicial para el presente proyecto.

Por último, se observa que los periodos de recuperación son de cinco y seis años para el escenario menos y más conservador respectivamente.

Tras analizar estos tres indicadores, se concluye que la instalación del sistema ORC es viable a medio y largo plazo y generará un beneficio económico.

## 7. CONCLUSIONES

El fin de este proyecto ha consistido en estudiar el aprovechamiento del calor residual de un motor a través de su agua de refrigeración, optimizando un ciclo orgánico de Rankine. Para ello, ha sido necesario elegir los componentes que conforman el ciclo y analizar las distintas condiciones de operación de estos y el comportamiento termodinámico de los distintos fluidos de trabajo.

Se ha logrado el diseño de un ciclo orgánico de Rankine que puede generar una potencia eléctrica de 357 kW aprovechando el calor residual del agua de refrigeración de un motor MCI, mediante una corriente de isobutano, siendo este el fluido orgánico que ha mostrado mejor rendimiento del ciclo ORC en el presente estudio, 12,2 %.

En el presente proyecto se consigue un ahorro de la energía primaria del 13,9 %, por lo que se estima que se ha conseguido una cogeneración de alta eficiencia, ya que según lo dispuesto en la Directiva de Eficiencia Energética 2012/27/UE, se considera cogeneración de alta eficiencia la que supone un ahorro de energía primaria de un 10 % como mínimo, con respecto a los datos de referencia de la producción por separado de calor y electricidad. El mayor ahorro de energía primaria se consigue disminuyendo la temperatura a la entrada del evaporador, no pudiendo bajar esta de unos 25°C, ya que este dato está limitado por la fuente de refrigeración ambiental.

Desde el punto de vista económico, la evolución del mercado de la electricidad y su situación actual hace que, aunque la inversión inicial resulte cuantiosa, la instalación de la planta de cogeneración resulte rentable en un periodo de vida útil de diez años y genere grandes beneficios.



## 8. BIBLIOGRAFÍA

- Astolfi, M., Lasala, S., & Machi, E. (2017). Selection Maps For ORC And CO2 Systems For Low-Medium Temperature Heat Sources. *Energy Procedia*, 971-978.
- BGC. (2010). *Assessment of Benefits Associated with CHP*.
- Bruckner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L., & Lavemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 157-167.
- Bundela, P., & Chawla, V. (2010). Sustainable Development through Waste Heat Recovery. *American Journal of Environmental Sciences*, 6, 83-89.
- Cao, L., Jiagfeng, W., Chen, L., & Dai, Y. (2018). Comprehensive analysis and optimization of Kalina-Flash cycles for low-grade heat source. *Applied Thermal Engineering*, 540-552.
- Dai, B., Liu, S., Li, H., Sun, Z., Song, M., Yang, Q., & Mai, Y. (2018). Energetic performance of transcritical CO2 refrigeration cycles with mechanical subcooling using zeotropic mixture as refrigerant. *Energy*, 205-221.
- Dai, X., Shi, L., An, Q., & Quian, W. (2018). Thermal stability of some hydrofluorocarbons as supercritical ORCs working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 1095-1101.
- Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology. (2003). *National Renewable Energy*.
- Hewitt, G. (1994). *Process heat transfer*. CRC Press.
- Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 268-289.
- Lolos, P., & Rogdakis, E. (2009). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy*, 457-464.

- Orosz, M., & Dickes, R. (s.f.). Solar thermal powered Organic Rankine Cycles. En E. Machi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (págs. 569-612).
- Página web oficial de ARO.* (28 de Mayo de 2018). Obtenido de <https://www.arozone.com/es.html>
- Página web oficial de Enertime.* (30 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.enertime.com/es>
- Página web oficial de la agencia de eficiencia energética.* (30 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.cogeneracioneficiente.cl/aplicaciones/>
- Página web oficial de la Asociación Española de Cogeneración.* (16 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.acogen.org/>
- Página web oficial de la red eléctrica de España.* (30 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.ree.es/es/>
- Página web oficial de Turboden.* (16 de Mayo de 2018). Obtenido de <https://www.turboden.com/>
- Página web oficial del Instituto Nacional de Seguridad Salud y Bienestar en el trabajo.* (16 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.insht.es/portal/site/Insht/>
- Página web oficial del instituto para la diversificación y ahorro de la energía.* (26 de Mayo de 2018). Obtenido de <http://www.idae.es/>
- Palles, P., Leontaritis, A., D Amicco, F., Karellas, S., Kakalis, N., Rech, S., & Lazzaretto, A. (2018). Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an Organic Rankine Cycle (ORC) experimental unit. *Energy*, 1056-1071.
- Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., & Riffat, S. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel*, 374-382.
- Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B., & Lemort, V. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 2885-2893.

- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 1210-1221.
- Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Spliethoff, H. (2008). Energetic and economic investigation of Organic. *Applied Thermal Engineering*, 1809-1817.
- Sekhar, V. (2017). Modeling of brazed plate heat exchangers for ORC systems. *Energy procedia*, 443-450.
- Shokati, N., Ranjbar, F., & Yari, M. (2015). Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renewable Energy*, 527-542.
- Shu, G., Liu, L., Wei, H., & Yu, G. (2014). Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Applied Energy*, 1188-1198.
- Wang, H.-T., Wang, H., & Wang, Z.-M. (2006). Optimization of Low-Temperature Exhaust Gas Waste Heat Fueled Organic Rankine Cycle. *Journal of Iron and Steel Research, International*, 30-36.
- Wang, J., Dai, Y., & Gao, L. (2009). Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy*, 941-948.

### Normativas

- ❖ Ley 54/1997
- ❖ RD 661/2007, de 25 de mayo de 2007.
- ❖ RD 1578/2008, de 26 de septiembre de 2008.
- ❖ RD 6/2009, de 30 de abril de 2009.
- ❖ RD 1/2012, de 27 de enero de 2012.
- ❖ RD 13/2012, de 30 de marzo de 2012.
- ❖ RD 20/2012, de 13 de julio de 2012.
- ❖ Ley 15/2012 de 27 de diciembre de 2012.
- ❖ RD 2/2013, de 1 de febrero de 2013.
- ❖ Orden IET/221/2013, de 14 de febrero de 2013.
- ❖ RD 9/2013, de 12 de julio de 2013.
- ❖ RD 413/2014, de 6 de junio de 2014.
- ❖ Orden IET/1045/2014, de 16 de junio de 2014.

## **9. ANEXOS**

Anexo I: Modelo del ciclo en Mathcad.

Anexo II: Hoja de especificaciones del motor.

Anexo III: Hoja de especificaciones de los intercambiadores de placas.

Anexo IV: Ficha de seguridad química del isobutano.

Anexo VI: Diagrama T-S del isobutano.

Anexo VII: Tabla flujo de caja en el escenario optimista.

Anexo VIII: Tabla flujo de caja en el escenario pesimista.

# **ANEXO I: MODELO DEL CICLO EN MATHCAD**

#### Definición de unidades

$$\text{kJ} := 1000 \cdot \text{J}$$

$$1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$h := 3600 \text{ s}$$

#### Definición del ciclo

Punto 1: Salida de la bomba y entrada al evaporador

Punto 2: Salida del evaporador y entrada a la turbina

Punto 3: Salida de la turbina y entrada al condensador

Punto 4: Salida del condensador y entrada a la bomba

## LADO: AGUA DE REFRIGERACIÓN

### DATOS

**Motor JMS 620 GS-N.L**

Electrical output

$$W_{\text{NETOMOTOR}} := 3041 \cdot \text{kW}$$

Energy input

$$Q_{\text{INPUT}} := 7076 \cdot \text{kW}$$

**Intercambiador de placas Alfa Laval MK15-BWFG**

$$b_{\text{int}} := 0.4 \cdot \text{mm}$$

$$H_{\text{int}} := 1486 \cdot \text{mm}$$

$$W_{\text{int}} := 650 \cdot \text{mm}$$

$$P_{\text{int}} := 12 \cdot \text{bar}$$

### Agua de refrigeración

$$\text{Flujo}_w := 129.7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$T_{e_w} := 90 \text{ }^\circ\text{C} = 363.15 \text{ K}$$

$$T_{s_w} := 70 \text{ }^\circ\text{C} = 343.15 \text{ K}$$

$$T_{m_w} := \frac{T_{e_w} + T_{s_w}}{2} = 353.15 \text{ K}$$

$$v_w := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_w := 1 \text{ bar}$$

$$\rho_w := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_{m_w}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_w}{\text{Pa}}, \text{"Water"}\right) = 971.79 \text{ m}^{-3} \cdot \text{kg}$$

$$C_{p_w} := \left( \text{PropsSI}\left(\text{"C"}, \text{"T"}, \frac{T_{m_w}}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_w}{\text{Pa}}, \text{"Water"}\right) \right) \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 4.197 \times 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

### Gasto másico del agua

$$m_w := \rho_w \cdot \text{Flujo}_w = 35.011 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Número de placas del evaporador**

$$N_p := \frac{m_w \cdot 2}{\rho_w \cdot v_w \cdot W_{int} \cdot b_{int}} = 277.137$$

$$N_p := \text{ceil}(N_p) = 278$$

**Potencia del calor residual**

$$Q_r := m_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{e_w} - T_{s_w}) = 2.939 \cdot \text{MW}$$

**LADO: ISOBUTANO**

**Evaporador (1-2)**

$$V_1 := 0.36836 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad T_1 := 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_1 := 552.442 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad T_2 := 78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Gasto másico del isobutano**

$$m_o := \rho_1 \cdot V_1 \cdot W_{int} \cdot b_{int} \cdot \frac{N_p}{2} = 7.354 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Diferencia de entalpías en el evaporador**

$$\Delta_{hi} := \frac{Q_r}{m_o} = 399.582 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\rho_1 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_1}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{int}}{\text{Pa}}, \text{"Isobutane"}\right) = 552.442 \text{ m}^{-3} \cdot \text{kg}$$

$$\rho_2 := \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"D"}, \text{"T"}, \frac{T_2}{\text{K}}, \text{"P"}, \frac{P_{int}}{\text{Pa}}, \text{"Isobutane"}\right) = 30.815 \text{ m}^{-3} \cdot \text{kg}$$

$$V_2 := \frac{V_1 \cdot \rho_1}{\rho_2} = 6.604 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$h_{1,r} := \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"D"}, \frac{\rho_1}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}, \text{"P"}, \frac{P_{int}}{\text{Pa}}, \text{"Isobutane"}\right) = 259.468 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 := \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"D"}, \frac{\rho_2}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}, \text{"P"}, \frac{P_{int}}{\text{Pa}}, \text{"Isobutane"}\right) = 659.054 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta_{hi1} := h_2 - h_{1,r} = 399.587 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



### Temperatura de evaporación

$$T_{\text{evap}} := K \cdot \text{PropsSI}\left("T", "Q", 1, "P", \frac{P_{\text{int}}}{\text{Pa}}, "Isobutane"\right) = 74.581 \cdot ^\circ\text{C}$$

### Turbina (2-3)

$$S_{2o} := \frac{J}{\text{kg} \cdot K} \cdot \text{PropsSI}\left("S", "T", \frac{T_2}{K}, "P", \frac{P_{\text{int}}}{\text{Pa}}, "Isobutane"\right) = 2.379 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K}$$

### Potencia de la turbina

$$W_t := 368.68 \text{ kW}$$

$$\Delta h_t := \frac{W_t}{m_o} = 50.131 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 := h_2 - \Delta h_t = 608.924 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S_{3o} := S_{2o}$$

$$p_3 := \text{Pa} \cdot \text{PropsSI}\left("P", "H", \frac{h_3}{\frac{J}{\text{kg}}}, "S", \frac{S_{3o}}{\frac{J}{\text{kg} \cdot K}}, "Isobutane"\right) = 3.462 \cdot \text{bar}$$

$$p_{\text{cond}} := p_3$$

$$T_3 := K \cdot \text{PropsSI}\left("T", "H", \frac{h_3}{\frac{J}{\text{kg}}}, "P", \frac{p_3}{\text{Pa}}, "Isobutane"\right) = 36.518 \cdot ^\circ\text{C}$$

### Condensador (3-4)

$$p_4 := p_3$$

$$T_4 := K \cdot \text{PropsSI}\left("T", "Q", 0, "P", \frac{p_4}{\text{Pa}}, "Isobutane"\right) = 24.565 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$S_{4o} := \frac{J}{\text{kg} \cdot K} \cdot \text{PropsSI}\left("S", "T", \frac{T_4}{K}, "Q", 0, "Isobutane"\right) = 1.202 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot K}$$

$$h_4 := \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"P"}, \frac{P_4}{\text{Pa}}, \text{"Q"}, 0, \text{"Isobutane"}\right) = 257.92 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Potencia en forma de calor de condensación**

$$Q_c := m_o \cdot (h_3 - h_4) = 2.581 \cdot \text{MW}$$

**Bomba (4-1)**

**Potencia de la bomba**

$$W_b := m_o \cdot (h_{1,r} - h_4) = 11.384 \cdot \text{kW}$$

$$h_{1,i} := \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{PropsSI}\left(\text{"H"}, \text{"P"}, \frac{P_{\text{int}}}{\text{Pa}}, \text{"S"}, \frac{S_{4o}}{\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}, \text{"Isobutane"}\right) = 259.467 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Rendimiento de la bomba**

$$\eta_b := \frac{h_{1,i} - h_4}{h_{1,r} - h_4} = 1$$

## POTENCIAS Y RENDIMIENTOS DE LA INSTALACIÓN

**Potencia neta del ORC**

$$W_{\text{NETOORC}} := W_t - W_b = 357.296 \cdot \text{kW}$$

**Rendimiento del ORC**

$$\eta_{\text{CICLOORC}} := \frac{W_{\text{NETOORC}}}{Q_r} = 0.122$$

**Rendimiento del motor**

$$\eta_{\text{MOTOR}} := \frac{W_{\text{NETOMOTOR}}}{Q_{\text{INPUT}}} = 0.43$$

**Rendimiento total**

$$\eta_{\text{TOTAL}} := \eta_{\text{MOTOR}} + \eta_{\text{CICLOORC}} - \eta_{\text{MOTOR}} \cdot \eta_{\text{CICLOORC}} = 0.49$$

**Ahorro de energía primaria**

$$\text{AEP} := \frac{Q_{\text{INPUT}} - \frac{W_{\text{NETOMOTOR}}}{\eta_{\text{TOTAL}}}}{Q_{\text{INPUT}}} = 0.139$$

$$T_{fc} := \frac{T_{sw} - T_{ew}}{\ln\left(\frac{T_{sw}}{T_{ew}}\right)} = 79.906 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_{ff} := \frac{T_4 - T_3}{\ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right)} = 30.502 \cdot ^\circ\text{C}$$

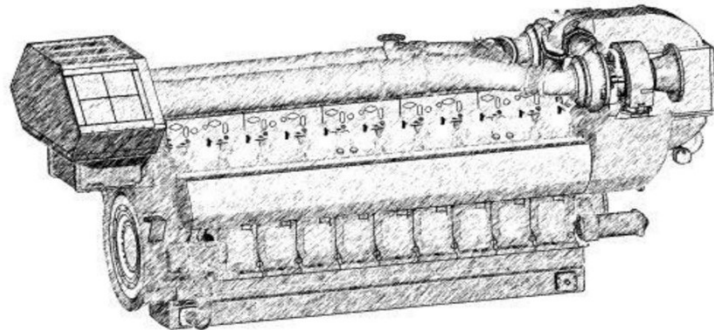
**Rendimiento de Carnot**

$$\eta_{\text{carnot}} := 1 - \frac{T_{ff}}{T_{fc}} = 0.14$$

# **ANEXO II: HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL MOTOR**



**Jenbacher gas engines**  
Technical Specification



**JMS 620 GS-N.L**  
Natural gas 3.041kW el.

---

GE Jenbacher GmbH & Co OHG  
A-6200 Jenbach, Austria

Tel. +43 5244 600-0  
Fax +43 5244 63255

<http://information.jenbacher.com>  
[jenbacher.info@ge.com](mailto:jenbacher.info@ge.com)



## Jenbacher gas engines

### Technical Specification

#### JMS 620 GS-N.L

##### Natural gas 3.041kW el.

##### CO-GEN Module data:

Electrical output	kW el.	3.041
Recoverable thermal output (120 °C)	kW	3.020
Energy input	kW	7.076
Fuel Consumption based on a LHV of 9,5 kWh/Nm³	Nm³/h	745
Electrical efficiency	%	43,0%
Thermal efficiency	%	42,7%
Total efficiency	%	85,7%
Heat to be dissipated (LT-Circuit)	kW	188

Emission values:

NOx < 500 mg/Nm³ (5% O2)

##### Engine data:

Engine type		J 620 GS-E01
Configuration		V 60 °
No. of cylinders		20
Bore	mm	190
Stroke	mm	220
Piston displacement	lit	124,75
Nominal speed	rpm	1.500
Mean piston speed	m/s	11
Mean effe. press. at stand. power and nom. sp	bar	20,00
Compression ratio	Epsilon	11,0
ISO standard fuel stop power ICFN	kW	3119
Spec. fuel consumption of engine	kWh/kWh	2,27
Specific lube oil consumption	g/kWh	0,30
Weight dry	kg	12.000
Filling capacity lube oil	lit	670
Based on methane number/Min. methane num	MZ	94/80

##### Additional information:

Sound pressure level (engine, average value 1m)	dB(A)	101
Sound pressure level exhaust gas (1m, 30 ° off engine)	dB(A)	123
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	17.325
Exhaust gas volume, wet	Nm³/h	13.666
Max. admissible exhaust back pressure after engine	mbar	60
Exhaust gas temperature at full load	°C [8]	425
Combustion air mass flow rate	kg/h	16.816
Combustion air volume	Nm³/h	13.008
Max. inlet cooling water temp. (intercooler)	°C	40
Max. pressure drop in front of intake-air filter	mbar	10
Return temperature	°C	70
Forward temperature	°C	90
Hot water flow rate	m³/h	129,7

##### Alternator:

Manufacturer		AVK
Type		DIG 140 k/4
Type rating	kVA	4.000
Efficiency at p.f. = 1,0	%	97,5%
Efficiency at p.f. = 0,8	%	96,6%
Rating at p.f. = 1,0	kW	3.041
Rating at p.f. = 0,8	kW	3.013
Frequency	Hz	50
Voltage	kV	10,5
Protection Class		IP 23
Insulation class		F
Speed	rpm	1.500
Mass	kg	10.000

##### Technical parameters:

Applicable standards:	Based on DIN-ISO 3046
	Based on VDE 0530 REM with specified tolerance
Standard conditions:	Air pressure: 1000 mbar or 100 m above sea level
	Air temperature: 25°C or 298 K
	Relative Humidity: 30%
Engine output derating:	for plants installed at > 500m above sea level and/or intake temperature > 30°C, the reduction of engine power is determined for each project.
Gas quality:	according to TA 1000-0300
	Gas flow pressure: 80 - 200 mbar
	(Lower gas pressures upon inquiry)
	Prechamber gas pressure: 3,0-4,0 bar
	Max. variation in gas pressure: ±10%

All data are based on engine full load at specified media temperatures and are subject to change.  
The technical instruction TA 1100-0110 "PARAMETER FOR GE Jenbacher GAS ENGINES" must be strictly observed.



## Jenbacher gas engines Technical Specification

### >>> Scope of supply genset - JGS 620 GS-N.L

#### Basic engine equipment:

- \*Exhaust gas turbocharger, Intercooler
- \*Motorized carburetor for LEANOX control
- \*Electronic contactless high performance ignition system
- \*Lubricating oil pump (gear driven)
- \*Lubricating oil filters in main circuit
- \*Lubricating oil sump; Lubricating oil heat exchanger
- \*Jacket water pump
- \*Fuel-, lubricating oil and jacket water pipe work on engine
- \*Flywheel for alternator operation; Exhaust gas manifold
- \*Viscous damper
- \*Knock sensors

#### Engine accessories:

- \*Electric starter motor
- \*Electronic speed governor
- \*Electronic speed monitoring device including starting and overspeed control
- \*Transducers and switches for oil pressure, jacket water temp., jacket water pressure, charge pressure and mixture temperature
- \*One thermocouple per cylinder

#### Supplied loose:

Gas train according to DIN-DVGW consisting of:

- \*Manual stop valve, fuel gas filter, two solenoid valves, Leakage control device, gas pressure regulator
- Prechamber Gas Train

#### Documentation:

- \*Operating and maintenance manual
- \*Spare parts manual
- \*Drawings

Assembly, painting, testing in Jenbach/Austria

#### Module equipment:

- \*Base frame for gas engine, alternator and heat exchangers
- \*Internal pole alternator with excitation alternator and with automatic voltage regulator; p.f. 0,8 lagging to 1,0
- \*Flexible coupling, bell housing
- \*Anti-vibration mounts
- \*Air filter
- \*Automatic lube oil replenishing with level control
- \*Wiring of components to module interface panel
- \*Crankcase breather
- \*Jacket water electric preheating

#### Module control panel:

- \*Totally enclosed, single door cubicle, wired to terminals and ready to operate, protection IP 41 outside, IP 10 inside, according to VDE-standards

#### Control equipment:

- \*Engine-Management-System dia.ne (Dialog Network)
- \*\*Visualisation (industry PC-10" color graphics display): Operation data, controller display, Exh. gas temp., Generator electr. connection, etc.
- \*\*Central engine- and module control: Speed-, Power output-, LEANOX-Control and knock control, etc.
- \*Multi-transducer
- \*Lockable operation mode selector switch
- Positions: "OFF", "MANUAL", "AUTOMATIC"
- \*Demand switch

### >>> Scope of supply module - JMS 620 GS-N.L

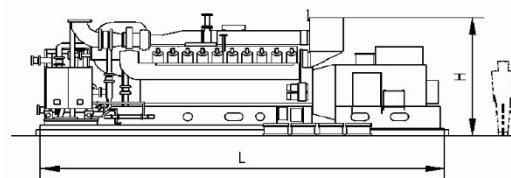
Identical to Genset except that heat recovery is included.

- \*jacket water heat exchanger mounted on module frame
- \*exhaust gas heat exchanger mounted as separate heat recovery module
- \*all heat exchangers with complete pipework
- \*Heat exchangers and all inherent auxiliaries



## Jenbacher gas engines Technical Specification

### Genset



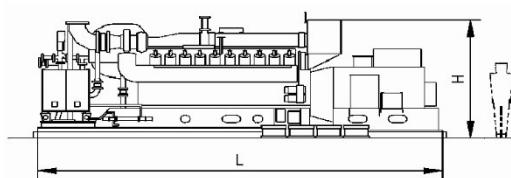
#### Main dimensions and weights (approximate value)

Length L	mm	8.900
Width B	mm	2.500
Height H	mm	2.800
Weight empty	kg	29.400
Weight filled	kg	30.400

#### Connections (at genset)

Jacket water inlet and outlet	DN/PN	100/10
Exhaust gas outlet	DN/PN	600/10
Fuel gas (at gas train)	DN/PN	100/16
Intercooler water connection:		
Low Temperature Circuit	DN/PN	65/10

### Module



#### Main dimensions and weights (approximate value)

Length L	mm	8.900
Width B	mm	2.500
Height H	mm	2.800
Weight empty	kg	30.000
Weight filled	kg	31.000

#### Connections (at module)

Hot water inlet and outlet	DN/PN	100/10
Exhaust gas outlet	DN/PN	600/10
Fuel gas (at gas train)	DN/PN	100/16
Intercooler water connection:		
Intercooler water-Inlet/Outlet 2nd stage	DN/PN	65/10

### Heat recovery module

#### Main dimensions and weights (approximate value)

Width B	mm	1.962
Height H	mm	5.800
Length L	mm	6.750

#### Connections (on heat recovery module)

Hot water inlet and outlet	DN/PN	100/10
Exhaust gas outlet	DN/PN	600/10
Condensate drain	DN/PN	50/10
Drain line	1/2"	1/2"

**ANEXO III: HOJA DE  
ESPECIFICACIONES DE LOS  
INTERCAMBIADORES DE PLACAS**





## Alfa Laval MK15 W

Gasketed plate-and-frame heat exchanger for demanding applications

Alfa Laval Industrial semi-welded line is used when gaskets are not suitable for one of the process media. The semi-welded line can also withstand a higher design pressure compared to fully gasketed plate-and-frame heat exchangers.

The relatively short plate makes this model suitable for duties with short temperature programs and when a low pressure drop is appreciated. A large range of plate and gasket types is available.

### Applications

- Chemicals
- Energy and Utilities
- Food and Beverages
- HVAC and Refrigeration
- Marine and Transportation
- Mining, Minerals and Pigments
- Pulp and Paper
- Steel
- Water and Waste treatment

### Benefits

- High energy efficiency – low operating cost
- Flexible configuration – heat transfer area can be modified
- Easy to install – compact design
- High serviceability – easy to open for inspection and cleaning and easy to clean by CIP
- Access to Alfa Laval's global service network

### Features

Every detail is carefully designed to ensure optimal performance, maximum uptime and easy maintenance. Selection of available features:

- 5-point alignment system
- Chocolate pattern distribution area
- Clip-on gasket
- Leak chamber
- RefTight™ sealing system
- Bearing box
- Fixed bolt head
- Key hole bolt opening
- Lifting lug
- Lining
- Lock washer
- Pressure plate roller
- Tightening bolt cover
- Optimized Alfa Laval drain connection



### Extending performance

with Alfa Laval 360° Service Portfolio

Our extensive services ensure top performance from your Alfa Laval equipment throughout its life cycle. The availability of parts and our team's commitment and expertise bring you peace of mind.

#### Start-up

- Installation
- Installation Supervision
- Commissioning

#### Maintenance

- Cleaning Services
- Reconditioning
- Repair
- Service Tools
- Spare Parts

#### Support

- Exclusive Stock
- Technical Documentation
- Telephone Support
- Training
- Troubleshooting

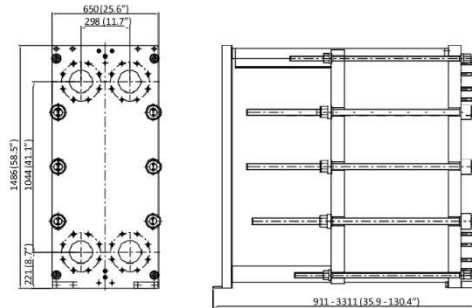
#### Improvements

- Equipment Upgrades
- Redesign
- Replacement and Retrofit

#### Monitoring

- Condition Audit
- Performance Audit

Dimensional drawing  
Measurements mm (inches)



The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

#### Technical data

##### Plates

Name	Type	Free channel, mm (inches)
MK15-BW	Semi-welded	2.5 (0.098)

##### Materials

Heat transfer plates	304/304L, 316/316L, 254 C-276, C-2000, D-205 Ti
Field gaskets	NBR, EPDM, CR
Ring gaskets	NBR, EPDM, FKM, FEPM, PTFE, CR
Flange connections	Carbon steel Metal lined: stainless steel, Alloy C-276, titanium
Frame and pressure plate	Carbon steel, epoxy painted

Other materials may be available on request.

All option combinations may not be configurable.

#### Operational data

Frame, PV-code	Max. design pressure (barg/psig)	Max. design temperature (°C/°F)
FG, ASME	10.3/150	180/356
FG, PED	16.0/232	180/356
FGR, PED	16.0/232	180/356
FD, pvcALS	25.0/363	180/356
FD, ASME	20.7/300	180/356
FD, PED	25.0/362	180/356
FDR, PED	30.0/435	180/356
FT, PED	40.0/580	180/356
FT, ASME	41.4/600	180/356

Extended pressure and temperature rating may be available on request.

#### Flange connections

FG, pvcALS	ASME B16.5 Class 150 NPS 6 JIS B2220 16K 150A
FG, ASME	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FG, PED	EN 1092-1 DN150 PN16 EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FGR, PED	EN 1092-1 DN150 PN16 EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FD, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6 JIS B2220 20K 150A
FD, ASME	ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FD, PED	EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FDR, PED	EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FT, PED	EN 1092-1 DN150 PN40 ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FT, ASME	ASME B16.5 Class 300 NPS 6


Standard EN1092-1 corresponds to GOST 12815-80 and GB/T 9115.

#### How to contact Alfa Laval

Contact details for all countries are continually updated on our website. Please visit [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com) to access the information direct.

**ANEXO IV: FICHA DE SEGURIDAD  
QUÍMICA DEL ISOBUTANO**

## Fichas Internacionales de Seguridad Química

ISOBUTANO			ICSC: 0901 Noviembre 1998
	2-Metilpropano	1,1-Dimetiletano	Trimetilmetano
CAS:	75-28-5	$C_4H_{10} / (CH_3)_2CHCH_3$	
RTECS:	TZ4300000	Masa molecular: 58.1	
NU:	1969		
CE Índice Anexo I:	601-004-00-0		
CE / EINECS:	200-857-2		

TIPO DE PELIGRO / EXPOSICIÓN	PELIGROS AGUDOS / SÍNTOMAS	PREVENCIÓN	PRIMEROS AUXILIOS / LUCHA CONTRA INCENDIOS
<b>INCENDIO</b>	Extremadamente inflamable.	Evitar las llamas, NO producir chispas y NO fumar.	Cortar el suministro; si no es posible y no existe riesgo para el entorno próximo, dejar que el incendio se extinga por sí mismo; en otros casos apagar con agua pulverizada.
<b>EXPLOSIÓN</b>	Las mezclas gas/aire son explosivas.	Sistema cerrado, ventilación, equipo eléctrico y de alumbrado a prueba de explosión. Evitar la generación de cargas electrostáticas (por ejemplo, mediante conexión a tierra) si está en estado líquido.	En caso de incendio: mantener fría la botella rociando con agua. Combatir el incendio desde un lugar protegido.

EXPOSICIÓN			
<b>Inhalación</b>	Jadeo. Asfixia.	Ventilación, extracción localizada o protección respiratoria.	Aire limpio, reposo. Proporcionar asistencia médica.
<b>Piel</b>	EN CONTACTO CON LIQUIDO: CONGELACION.	Guantes aislantes del frío. Traje de protección.	EN CASO DE CONGELACION: aclarar con agua abundante, NO quitar la ropa. Proporcionar asistencia médica.
<b>Ojos</b>		Gafas ajustadas de seguridad, pantalla facial.	Enjuagar con agua abundante durante varios minutos (quitar las lentes de contacto si puede hacerse con facilidad), después proporcionar asistencia médica.
<b>Ingestión</b>		No comer, ni beber, ni fumar durante el trabajo.	

DERRAMES Y FUGAS	ENVASADO Y ETIQUETADO
Evacuar la zona de peligro. Consultar a un experto. Ventilar. Protección personal: filtro para gases y vapores orgánicos de bajo punto de ebullición adaptado a la concentración de la sustancia en el aire. Eliminar toda fuente de ignición NO verter NUNCA chorros de agua sobre el líquido.	Nota: C <b>Clasificación UE</b> Símbolo: F+ R: 12; S: (2-)9-16 <b>Clasificación NU</b> Clasificación de Peligros NU: 2.1
RESPUESTA DE EMERGENCIA	ALMACENAMIENTO
Ficha de emergencia de transporte (Transport Emergency Card): TEC (R)-501 Código NFPA: H 1; F 4; R 0;	A prueba de incendio. Mantener en lugar fresco.

IPCS  
International  
Programme on  
Chemical Safety



Preparada en el Contexto de Cooperación entre el IPCS y la Comisión Europea © IPCS, CE 2005

VÉASE INFORMACIÓN IMPORTANTE AL DORSO

## Fichas Internacionales de Seguridad Química

**ISOBUTANO**

**ICSC: 0901**

### DATOS IMPORTANTES

**ESTADO FÍSICO; ASPECTO:**

Gas licuado comprimido incoloro, de olor característico.

**PELIGROS FÍSICOS:**

El gas es más denso que el aire y puede extenderse a ras del suelo; posible ignición en punto distante. Como resultado del flujo, agitación, etc., se pueden generar cargas electrostáticas.

**PELIGROS QUÍMICOS:**

Reacciona con oxidantes fuertes, acetileno, halógenos y óxidos de nitrógeno, originando peligro de incendio y explosión.

**LÍMITES DE EXPOSICIÓN:**

TLV: (Hidrocarburos alifáticos alcanos (C1-C4), gases) 1000 ppm como TWA (ACGIH 2006).

MAK: 1000 ppm; 2400 mg/m<sup>3</sup>; Categoría de limitación de pico: II(4); Riesgo para el embarazo: grupo D (DFG 2008).

**VÍAS DE EXPOSICIÓN:**

La sustancia se puede absorber por inhalación.

**RIESGO DE INHALACIÓN:**

Al producirse una pérdida de gas, se alcanza muy rápidamente una concentración nociva de éste en el aire.

**EFFECTOS DE EXPOSICIÓN DE CORTA DURACIÓN:**

La evaporación rápida del líquido puede producir congelación. La sustancia puede afectar al sistema cardiovascular, dando lugar a disfunciones y fallo respiratorio. La exposición a altas concentraciones puede producir la muerte.

### PROPIEDADES FÍSICAS

Punto de ebullición: -12 °C

Punto de fusión: -160 °C

Densidad relativa (agua = 1): 0.6 (cuando está líquido)

Solubilidad en agua, g/100 ml a 25 °C: 0.0049 (muy escasa)

Presión de vapor, kPa a 20 °C: 304

Densidad relativa de vapor (aire = 1): 2

Punto de inflamación: gas inflamable

Temperatura de autoignición: 460 °C

Límites de explosividad, % en volumen en el aire: 1.8-8.4

Coefficiente de reparto octanol/agua como log Pow: 2.8

### DATOS AMBIENTALES

### NOTAS

Con el fin de evitar la fuga de gas en estado líquido, girar la botella que tenga un escape manteniendo arriba el punto de escape. Las medidas mencionadas en la Sección PREVENCIÓN son aplicables a la producción, llenado de botellas y almacenamiento del gas. Esta ficha ha sido parcialmente actualizada en noviembre de 2008: ver Límites de exposición, y en abril de 2010: ver Propiedades físicas

### INFORMACIÓN ADICIONAL

Límites de exposición profesional (INSHT 2011):

VLA-ED: (Hidrocarburos alifáticos alcanos (C1-C4) y sus mezclas, gases) 1000 ppm.

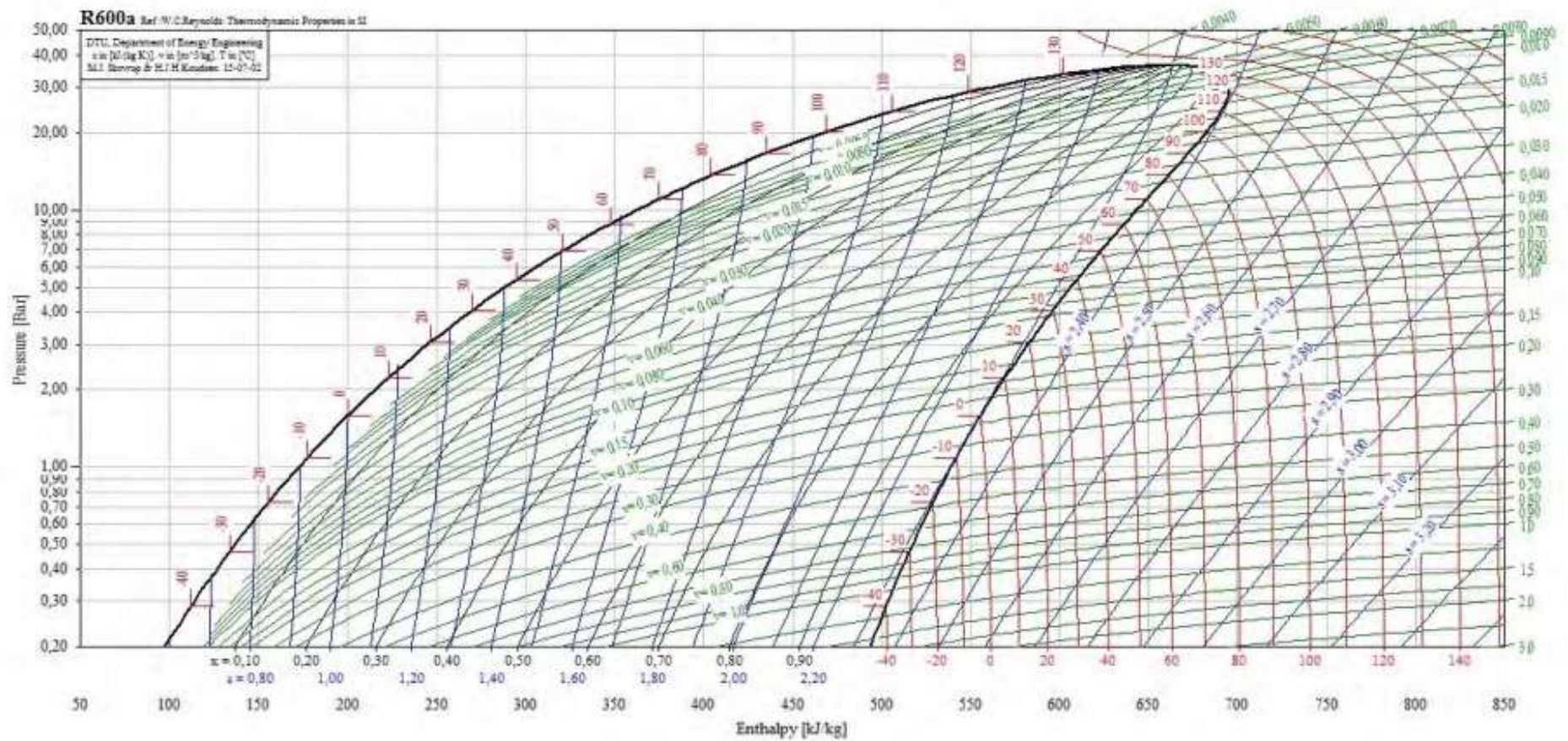
**Nota legal**

Esta ficha contiene la opinión colectiva del Comité Internacional de Expertos del IPCS y es independiente de requisitos legales. Su posible uso no es responsabilidad de la CE, el IPCS, sus representantes o el INSHT, autor de la versión española.

© IPCS, CE 2005

# **ANEXO V: DIAGRAMA P-h DEL ISOBUTANO**





**ANEXO VI: TABLA FLUJO DE CAJA  
EN EL ESCENARIO OPTIMISTA**



<i>AÑO</i>	<i>2018</i>	<i>2019</i>	<i>2020</i>	<i>2021</i>	<i>2022</i>	<i>2023</i>	<i>2024</i>	<i>2025</i>	<i>2026</i>	<i>2027</i>	<i>2028</i>
<i>Inv. inicial</i>	-535.95										
<i>Ingresos</i>	142.920	147.207,6	151.623,8	156.172,5	160.857,7	165.683,5	170.654	175.773,6	181.046	186.478,2	
<i>Gastos</i>	-9.111,2	-9.384,5	-9.666	-9.956	-10.254,7	-10.562,3	-10.879,2	-11.305,6	-11.541	-11.888	
<i>Amortización</i>	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595	-53.595
<i>Impuestos</i>	-24.064,2	-25.268,4	-26.508,8	-27.786,5	-29.102,4	-30.457,8	-31.853,9	-33.291,9	-34.773	-35.298,6	
<i>Flujo de caja</i>	109.744,7	112.554,7	115.449	118.430	121.500,6	124.663,3	127.920,8	131.276,1	134.732	138.291,6	

**ANEXO VII: TABLA FLUJO DE CAJA  
EN EL ESCENARIO PESIMISTA**

<i>AÑO</i>	<i>2018</i>	<i>2019</i>	<i>2020</i>	<i>2021</i>	<i>2022</i>	<i>2023</i>	<i>2024</i>	<i>2025</i>	<i>2026</i>	<i>2027</i>	<i>2028</i>
<i>Inv. inicial</i>	-714.600										
<i>Ingresos</i>	142.920	147.207,6	151.623,8	156.172,5	160.857,7	165.683,5	170.654	175.773,6	181.046	186.478,2	
<i>Gastos</i>	-12.148,2	-12.512,6	-12.888	-13.274,7	-13.672,9	-14.083	-14.505,6	-14.940,8	-15.389	-15.850,6	
<i>Amortización</i>	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460	-71.460
<i>Impuestos</i>	-17.793,5	-18.970,5	-20182,74	-21.431,4	-22.717,4	-24.042,1	-25.406,5	-26.811,8	-28.259,3	-29.750,3	
<i>Flujo de caja</i>	112.978,26	115.724,5	118.553	121.466,5	124.467,4	127.558,25	130.741,9	134.021	137.398,5	140.877,3	

